

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES

COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN GÉNIE ÉLECTRIQUE

PAR
SAMAR BENTHAMI

MODÉLISATION NUMÉRIQUE D'UN FOUR ÉLECTRIQUE
À CONVECTION FORCÉE

AVRIL 2004

Université du Québec à Trois-Rivières

Service de la bibliothèque

Avertissement

L'auteur de ce mémoire ou de cette thèse a autorisé l'Université du Québec à Trois-Rivières à diffuser, à des fins non lucratives, une copie de son mémoire ou de sa thèse.

Cette diffusion n'entraîne pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits de propriété intellectuelle, incluant le droit d'auteur, sur ce mémoire ou cette thèse. Notamment, la reproduction ou la publication de la totalité ou d'une partie importante de ce mémoire ou de cette thèse requiert son autorisation.

REMERCIEMENTS

Mon premier remerciement va au directeur de recherche le professeur Adam Skorek pour avoir accepté de me diriger et en particulier pour sa confiance et ses encouragements.

Je désire exprimer ma profonde gratitude au professeur Ahmed Lakhsasi pour sa générosité exceptionnelle, tout d'abord pour son cours précieux et ensuite pour ses conseils et remarques enrichissantes tous au long de ce mémoire, et enfin de m'avoir honorer en acceptant d'être examinateur dans ce mémoire .

Je remercie également Docteur Sylvain Larose pour le temps qu'il a bien voulu consacrer pour évaluer ce mémoire de recherche.

Un grand merci à mes parents pour m'avoir soutenu tant sur le plan affectif et financier, et à mon mari de m'avoir souvent encouragé et motivé au cours de mes études.

À ma mère et à mon père.....

TABLE DES MATIÈRES

Remerciements	ii
Liste des figures	viii
Liste des tableaux.....	xii
Liste des symboles et abréviations.....	xiii

INTRODUCTION

A- La simulation numérique	1
B - La conception des fours électriques	1
C - Le but de projet de recherche	3

Chapitre I

Partie thermique: base théorique

I- 1 Transmission de la chaleur.....	5
I-1-1 Définition.....	5
I-1-2 Les modes de transmission de chaleur	5
I- 2 La convection	6
I- 3 Écoulement des fluides.....	7
I-3-1 Régimes d'écoulement	7
I-3-2 Nombre de Reynolds	7
I-3-3 La viscosité.....	8
I-3-4 La pression.....	9
I-4 La conductivité thermique.....	10
I-4-1 Ordre de grandeur.....	10
I-4-2 Variation de la conductivité avec la température	10
I-4-3 Analogie électrique : Relation entre la conductivité thermique et électrique	11

Chapitre II

Partie électrique

II-1 Principes généraux régissant les résistances : notion de volume chauffant.....	12
II-2 Le chauffage par résistance électrique : le principe.....	13
II-3 Taux de travail des résistances.....	14
II-4 Les résistances électriques : le choix	15
II-5 Types des résistances	16
II-6 Groupement des résistances.....	17
II-7 Formes et dispositions des résistances.....	19
II-8 Le calcul des résistances électriques.....	21
II-8-1 Calcul des résistances métalliques classiques :Tube de diamètre moyen	21
II-8-2 Densité de courant	24
II-9 La puissance installée dans le four	25

Chapitre III Les fours électriques à convection forcée

III-1 Parties constitutives des fours à convection forcée.....	26
III-1-1 Résistances chauffantes	26
III-1-2-Ventilateurs.....	26
III-2 La circulation d'air	27
III-3 Four continue à tapis.....	28
III-4 Modèle du four utilisé dans les simulations	29
III-4-1 Description du four.....	29
III-4-2 Les critères du four	30
III-4-3 La géométrie et le maillage du four	31

Chapitre IV Les transferts thermiques dans les parois

IV-1 Le régime permanent et le régime transitoire	34
IV-2 Étude des parois d'un four.....	36
IV-3 Les simulations en régime permanent.....	38
IV-4 Les simulations en régime transitoire.....	40

Chapitre V

Publication IEEE

La diffusivité thermique et l'homogénéisation de la température dans les problèmes de transfert de chaleur en régime transitoire.....	47
---	----

Chapitre VI Les échanges thermiques entre le four et la charge

VI- 1 Les échanges entre le four et la charge	69
VI-1-1 Les échanges par convection	69
VI-1-2 Le coefficient de convection h.....	70
VI- 2 La charge à traiter.....	71
VI-2-1 L'énergie absorbée par la charge.....	71
VI-2-2 La puissance absorbée par la charge	73
VI-2-3 Calcul du temps de chauffage.....	74
VI-3 Simulation numérique de la charge à l'intérieur du four	77
VI-3-1 Résultats de simulation en 2D	77
VI-3-1-1 Régime permanent	77
VI-3-1-2 Régime transitoire.....	79
VI-3-2 Résultats de simulation en 3D	83
VI-3-2-1 L'écoulement de l'air.....	83
VI-3-2-2 L'échauffement de la charge	86

Chapitre VII

Résumé de la base théorique

VII-1- Mécanique des fluides : principes de base.....	93
VII-1-1 Les équations de conservation	94
VII-1-1-1- Conservation de masse.....	94
VII-1-1-2- Conservation de quantité de mouvement.....	94
VII-1-1-3- Conservation de l'énergie	96
VII-1-2- Lois d'état usuelles et lois de comportement.....	98
VII-1-3- Les équations de Navier – Stokes	98
VII-2- La méthode des éléments finis.....	100
VII-2-1-Le concept.....	100
VII-2-2-La méthode de Galerkin.....	101
VII-3- Condition aux limites.....	102
VII-3-1- Simple problème de conduction	102
VII-3-2- Problème de transfert de chaleur par écoulement du fluide	103

Chapitre VIII

Discussion et conclusion

VIII-1 Rappel des objectifs et bilan de travail	105
VIII-2 Validation du travail	108
VIII-3 Conclusion	111
Bibliographie	115

LISTE DES FIGURES

FIGURE II-1: PRINCIPE DU CHAUFFAGE PAR RÉSISTANCE	13
FIGURE II-2: RÉSISTANCE ÉQUIVALENTE À UN COUPLAGE SÉRIE- PARALLÈLE.....	18
FIGURE II-3: RÉSISTANCE ÉQUIVALENTE À UN COUPLAGE EN ÉTOILE	18
FIGURE II-4: RÉSISTANCE ÉQUIVALENTE À UN COUPLAGE EN TRIANGLE	19
FIGURE II-5: MODE D'ALIMENTATION DES RÉSISTANCE CHAUFFANTES	20
FIGURE II-6: ABAQUE DE DÉTERMINATION D'UNE RÉSISTANCE EN TUBE...	22
FIGURE III-1: CIRCULATION DE L'AIR DANS LE FOUR À CONVECTION; SENS DIRECT	27
FIGURE III-2: CIRCULATION DE L'AIR DANS LE FOUR À CONVECTION; SENS OPPOSÉ	28
FIGURE III-3: CIRCULATION DE L'AIR DANS L'ENCEINTE	29
FIGURE III-4: SCHÉMA DU CONVOYEUR	30
FIGURE III-5: SCHÉMA DU FOUR.....	31
FIGURE III-6: SCHÉMA DU FOUR REPRÉSENTANT UNE CONFIGURATION DIFFÉRENTE.....	32
FIGURE III-7: SCHÉMA DE LA CHARGE SUR UNE SOLE QUI PEUT ÊTRE FIXE OU MOBILE	32
FIGURE III-8: COUPE AXIAL DU FOUR OU ON PEUT VOIR L'ISOLANT, LA CHARGE ET LA SOLE DU FOUR	33
FIGURE IV-1 : SCHÉMA DES DIFFÉRENTES PAROIS DU FOUR	36
FIGURE IV-2 : EXEMPLE DU FOUR AVEC DES PAROIS COMPOSÉES DE PLUSIEURS MATÉRIAUX	37
FIGURE IV-3 : RÉSULTATS DE SIMULATION DU FOUR À 2D EN RÉGIME PERMANENT; DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE.....	38

FIGURE IV-4 : DÉTAILS DE LA DISTRIBUTION DES TEMPÉRATURES AU NIVEAU DE LA PAROI.....	39
FIGURE IV-5 : RÉSULTATS DE SIMULATION DU FOUR À 2D EN RÉGIME TRANSITOIRE; DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE.....	40
FIGURE IV-6 : DÉTAILS DE LA DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE AU NIVEAU DES ISOLANTS EN RÉGIME TRANSITOIRE.....	41
FIGURE IV-7 : LA FONCTION $f(T)$ AU PROGRAMME DE NISA UTILISÉE POUR DÉTERMINER LA CONDUCTIVITÉ DANS DIFFÉRENTS POINTS DU MATÉRIAU ISOLANT	43
FIGURE IV-8 : CALCUL DE $f(T)$ POUR L'ISOLANT NAPPE EN FIBREUX.....	45
FIGURE V-1: DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT	51
FIGURE V-2: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE COTÉ DE LA PAROI.....	52
FIGURE V-3: TEMPÉRATURE DANS LA PAROI	52
FIGURE V-4: RÉGIME TRANSITOIRE ; CAS LINÉAIRE.....	54
FIGURE V-5: CHUTE DE LA TEMPÉRATURE DANS LA PAROI	55
FIGURE V-6: DÉTAILS DE LA DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE AU NIVEAU DE LA PAROI.....	55
FIGURE V-7: TEMPÉRATURE AU NIVEAU DE LA PAROI; CAS NON LINÉAIRE	57
FIGURE V-8: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE DANS LE FOUR; CAS NON LINÉAIRE	58
FIGURE V-9: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE AU NIVEAU DE LA PAROI; CAS NON LINÉAIRE.....	58
FIGURE V-10: DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DANS LE FOUR À 3D	60
FIGURE V-11: DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE; COUPE AXIALE DU FOUR	61
FIGURE V-12: DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE AU NIVEAU DE L'ISOLANT	61
FIGURE V-13: RÉSULTATS DE LA DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DANS LE FOUR À 3D; CAS $c_{isol} = 1J/kg \text{ } ^\circ C$ et $c_{sol} = 1J/kg \text{ } ^\circ C$	62

FIGURE V-14: DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE COUPE AXIAL; CAS $c_{\text{isol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ et $c_{\text{sol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$	63
FIGURE V-15: RÉSULTATS DE LA DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT; CAS $c_{\text{isol}} = 700\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ et $c_{\text{sol}} = 1400\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$	64
FIGURE V-16: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT COUPE AXIAL.....	64
FIGURE V-17: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE APRÈS UN TEMPS $T \approx 25$ MIN.....	65
FIGURE V-18: DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE APRÈS UN TEMPS $T \approx 25$ MIN; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES Z	66
FIGURE V-19: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE APRÈS UN TEMPS $T \approx 25$ MIN; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES X	66
FIGURE VI-1 : TEMPÉRATURE DE CHARGE, TEMPÉRATURE DE FOUR, PUISSANCE APPELÉE PAR LA CHARGE EN FONCTION DU TEMPS	72
FIGURE VI-2 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR EN RÉGIME PERMANENT.....	77
FIGURE VI-3 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR EN RÉGIME PERMANENT (DIFFÉRENTE POSITION DE LA CHARGE).....	78
FIGURE VI-4 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR AU TEMPS $Z = 6$ MINUTES..	79
FIGURE VI-5 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR AU TEMPS $Z = 12$ MINUTES.	80
FIGURE VI-6 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR AU TEMPS $Z = 18$ MINUTES.	81
FIGURE VI-7 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR AU TEMPS $Z = 24$ MINUTES.	82
FIGURE VI-8 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE LA CHARGE À L'INTÉRIEURE DU FOUR AU TEMPS $Z = 30$ MINUTES.	83

FIGURE VI-9: DISTRIBUTION DE LA RÉSULTANTE DES VITESSES EN RÉGIME PERMANENT; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES Z.....	84
FIGURE VI-10: DISTRIBUTION DES VITESSES SUIVANT L'AXE X EN RÉGIME PERMANENT; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES Z.....	85
FIGURE VI-11 : DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT DU FOUR ET DE LA CHARGE À 3D; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES Z.....	86
FIGURE VI-12 : DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT DU FOUR ET DE LA CHARGE À 3D; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES X.....	87
FIGURE VI-13: GÉOMÉTRIE ET MAILLAGE D'UNE CONFIGURATION DIFFÉRENTE DU FOUR; 9 TROUS.....	88
FIGURE VI-14: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT DE LA DEUXIÈME CONFIGURATION DU FOUR; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES Z.....	89
FIGURE VI-15: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE EN RÉGIME PERMANENT DE LA DEUXIÈME CONFIGURATION DU FOUR; COUPE AXIAL SUIVANT L'AXE DES X.....	90
FIGURE VI-16: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE DU FOUR ET DE LA CHARGE EN RÉGIME TRANSITOIRE À UNE DISTANCE DE 0.6 M DE L'ENTRÉE DU FOUR.....	91
FIGURE VI-17: DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE DU FOUR ET DE LA CHARGE EN RÉGIME TRANSITOIRE À UNE DISTANCE DE 1.8 M DE L'ENTRÉE DU FOUR.....	92
FIGURE VIII-1 : CIRCULATION DE L'AIR EN 2D.....	106
FIGURE VIII-2 : CIRCULATION DE L'AIR EN 3D	106
FIGURE VIII-3 : SCHÉMA DE LA CIRCULATION DE L'AIR; VENTILATEURS ALTERNÉS	107

LISTE DES TABLEAUX

Tableaux	Page
Tableau 2-1 : Résultats de l'exemple.....	24
Tableau 4-1 : Conductivité thermique $k = k_0 \exp(\lambda T)$ W/ (m. °C)	42
Tableau 4-2 : Conductivité de différents matériaux industriels.....	42

LISTES DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS

Symboles

α	diffusivité thermique
Bi	nombre de Biot
c_p	capacité thermique
Δh	écart hauteur ou pression
D_{ch}	densité de la charge
d	diamètre du tube
$d\nu$	densité volumique
$d\sigma$	densité surfacique
e	énergie interne massique
e_p	épaisseur
E	énergie totale d'un système
E	énergie interne d'un milieu
ε	émissivité
ε_r	émissivité relative
f	efforts volumiques auxquels est soumis un domaine
ϕ	diamètre
h	coefficients de convection
h	enthalpie
I	courant électrique
K	valeur caractéristique d'un matériau

k	conductivité thermique
k_e	conductivité électrique
L, L_0	longueur de la résistance
λ_0	valeur caractéristique d'un matériau
P	puissance reçue par un milieu
P_E, P_0	puissance électrique
Q	chaleur reçue par un milieu
Q_E	énergie électrique
q	taux de génération de chaleur par unité de volume
$\overset{0}{Q}$	chaleur reçue par unité de temps par un milieu
r	chaleur reçu par rayonnement
R	nombre de Reynolds
R	résistance
ρ	masse volumique
S	section de la conduite
S	surface de la section de la résistance
S_c	surface soumise à la convection
S_{ch}	surface de la charge
t	temps
τ	taux de travail
T	température
T_{cons}	température de consigne du four
u	vitesse du milieu
U	différence de potentiel
ν	viscosité cinématique du fluide

V	vitesse moyenne,
V_{air}	vitesse de l'air
V_c	vitesse critique
V_{ch}	volume de la charge
V_{conv}	vitesse du convoyeur
W	travail reçu par un milieu
z	temps de montée en température de la charge

INTRODUCTION

A- La simulation numérique :

Les méthodes de simulations numériques sont utilisées dans de très nombreux domaines (mécanique, électronique, thermique, mécanique des fluides..) pour mener à bien les calculs complexes qui interviennent lors de la phase de conception d'un produit ou d'un système.

Au cours du temps, l'évolution continue des logiciels leur a permis de s'enrichir, au prix d'une complexité, pour appréhender de mieux en mieux la réalité physique : du 2D au 3D, systèmes de plus en plus grands, des lois de comportement de plus en plus complexes, du linéaire au non linéaire, etc....

De nos jours l'importance stratégique des simulations numériques est reconnue et leur emploi est devenu inéluctable, les essais physiques coûtent chers et leur nombre a tendance à diminuer par souci de réduction des coûts et des délais de conception.

B - La conception des fours électriques :

Les fours sont des appareils ayant une chambre de travail isolée thermiquement dans laquelle on dispose une charge. Les fours à résistances peuvent se diviser en fours

à « chauffage direct » et en fours à « chauffage indirect » les fours à chauffage indirect peuvent, suivant le mode de transfert de la chaleur des résistances à la charge, être groupés en fours à rayonnement, en fours à conduction et en fours à convection.

Le chauffage électrique présente le plus souvent des avantages tels que la simplicité, la possibilité d'une régulation précise, la propreté, etc,... De ce fait, les fours électriques ont trouvé d'innombrables applications dans l'industrie à titre d'exemple la fusion, le chauffage, le traitement thermique et le refroidissement des métaux et des produits minéraux, ainsi que le séchage et la stérilisation des produits organiques utilisés dans les industries chimique et alimentaire.

Le four électrique à résistances est sans doute le plus connu et le plus répandu des appareils électrothermiques. Son utilisation industrielle remonte en effet au début des années 20, et sa technique n'a cessé de se perfectionner depuis, avant les fabricants concevaient les fours selon des processus traditionnels ce qui nécessite des dépenses plus ou moins importantes au cours de leur exploitation.

Cependant, un four produisant des pièces conformes à la qualité demandée, peut être exploité de façon plus économique tout en assurant la production en qualité et en quantité. Par conséquent, la simulation numérique est devenue une nécessité est un investissement stratégique pour les exploitants des fours industriels, elle leur a permis de réduire les dépenses inutiles sur des prototypes, d'évoluer, d'enrichir leur métier et rester au niveau de leur concurrent.

Ainsi les contraintes industrielles, l'économie de marché et la compétitivité sont les facteurs qui poussent à l'utilisation de plus en plus grande de la simulation numérique dans le milieu industriel.

C - Le but de projet de recherche :

Le but de ce projet de recherche est la modélisation d'un four électrique à convection forcée à partir d'un prototype industriel en utilisant une simulation numérique basée sur la méthode des éléments finis à l'aide du logiciel Nisa/3D-Fluid. Une étude thermique et une étude électrique ainsi qu'une connaissance de la mécanique des fluides a été requise pour l'élaboration de ce travail de recherche.

L'étude des transferts de chaleur par écoulement des fluides est un domaine qui appartient à la fois à la théorie des transferts de chaleur proprement dite, à la dynamique des fluides et à l'analyse numérique et la programmation des ordinateurs. En effet dans les problèmes de transfert de chaleur par écoulement de fluide on a souvent recours à des équations différentielles extrêmement complexes, pour les régimes transitoires ou on doit prendre en considération l'élément du temps il y a un degré de complexité supplémentaire. Par conséquent, ces équations ne peuvent être résolues à l'aide des méthodes analytiques, car de façon générale ces dernières sont restreintes à des géométries et à des conditions aux limites relativement simples, souvent dans le cas d'une conductivité thermique k , ou d'un coefficient de convection ou de rayonnement non uniformes ou variables dans le temps la solution analytique n'existe pas. Cependant grâce aux méthodes numériques on arrive à résoudre plusieurs problèmes non linéaires d'une façon appropriée avec un certain degré de précision.

À l'aide du logiciel NISA -3D/fluid, des simulations en 2D et en 3D, en régime permanent et en régime transitoire en été faites afin de réaliser une étude des parois du four, de la charge, ainsi que l'écoulement du fluide à l'intérieur du four.

Les résultats de distribution de température et de vitesse sont présentés dans ce mémoire de recherche.

CHAPITRE I

PARTIE THERMIQUE : BASE THÉORIQUE

I- 1 Transmission de la chaleur :

I-1-1 Définition :

La partie thermique dans l'établissement d'un projet de four à convection forcée a comme base essentielle des différences de température, ces dernières sont toujours accompagnées par des transmissions de chaleur, les lois de la transmission de la chaleur jouent un rôle essentiel dans l'étude des différents fours industriels.

La chaleur est une forme d'énergie, c'est une forme dégradée car on peut souvent transformer différentes formes d'énergie en chaleur, mais la réciproque n'est pas vraie, par ailleurs toutes les pertes d'énergie dans les machines et les transformations (frottement tourbillons, pertes de charge etc...) se transforment en chaleur et peuvent se produire par des échauffements. Pour qu'il ait transfert de chaleur, il faut un écart de température de même que pour un écoulement de fluide il faut un écart Δh (hauteur ou pression) et pour écoulement d'électricité une différence de potentiel U . [1]

I-1-2 Les modes de transmission de chaleur :

La chaleur se transmet suivant différentes modes :

La conductivité ou conduction : transmission par contact direct de molécules à travers le corps immobile et sans déplacement de matière, dû à une différence de température .

Le rayonnement : transmission d'un corps immobile à un autre, sans contact matériel et sans déplacement de matière. Le rayonnement est une vibration électromagnétique qui se transmet dans le vide à la vitesse de la lumière (300.000 km/s).

La convection : transmission d'un corps à un fluide ou inversement le corps ou le fluide étant en contact direct et en mouvement l'un par rapport à l'autre.

Le mélange : valable pour deux fluides mis en contact intime comme son nom l'indique. En général, les phénomènes naturels et industriels comportent plusieurs modes simultanés de transmission.

I- 2 La convection :

C'est la transmission de chaleur d'un fluide à une paroi avec mouvement des molécules, les molécules chaudes se substituant aux molécules froides et vice versa. On distingue la convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est uniquement dû à sa variation de température, et la convection forcée dans laquelle le mouvement du fluide est dû non seulement à sa variation de température mais à un moyen mécanique (pompe, ventilateur), il convient de remarquer que, dans le mouvement, les molécules chaudes viennent au contact des molécules froides et ainsi une certaine quantité de chaleur est transmise par conduction, l'autre partie étant transmise par convection proprement dite c'est la superposition de ces deux phénomènes qu'on appelle la convection.

En introduisant la notion de la pression dans le paragraphe qui suivra, on peut dire que si le mouvement est entretenu par une différence de pression appliquée extérieurement,

comme dans le cas de l'écoulement à travers une canalisation, on utilise le terme de convection forcée, si d'autre part le mouvement est du à des variations de densité ou à l'action de la pesanteur, on utilise le terme de convection libre.

I- 3 Écoulement des fluides :

I-3-1 Régimes d'écoulement :

Le mouvement des fluides est permanent ou variée. Le mouvement permanent est celui pour lequel le fluide en un même point, conserve toujours les mêmes caractéristiques, notamment la vitesse V , la même pression P et la même masse volumique ρ . La principale condition du mouvement permanent est traduit par l'équation de continuité qui exprime que le débit masse est constant soit :

$$S \cdot V \cdot \rho = \text{cte} \quad 1-1$$

S = section de la conduite, V = vitesse moyenne, ρ = masse volumique

Lorsqu'un fluide s'écoule en régime permanent dans une conduite on constate que l'écoulement peut prendre différentes formes qui ont été mise en évidence par Osborne Reynolds en 1883, [3]. Selon la vitesse V on aura deux régimes différents le laminaire pour $V < V_c$, et le turbulent pour $V > V_c$. Tel que V_c = vitesse critique.

I-3-2 Nombre de Reynolds :

Si $V < V_c$ on est en régime laminaire et si $V > V_c$ on est en régime turbulent. En fait, le régime d'écoulement ne dépend pas seulement de la vitesse, il dépend également de la nature du fluide caractérisé par sa viscosité et du diamètre du tube. Un de ces trois

caractéristiques prises séparément ne peut à elle seule déterminer la nature de l'écoulement, Reynolds a groupé ces trois caractéristiques dans le nombre R, le nombre de Reynolds :

$$R = V \cdot \frac{d}{\nu} \quad 1-2$$

V= vitesse moyenne, d = diamètre du tube, ν = viscosité cinématique du fluide. C'est un nombre sans dimension, il caractérise l'écoulement. L'expérience montre qu'il n'est pas possible d'adapter pour R une valeur unique et précise séparant les deux régimes laminaire et turbulent. On admet toutefois que dans le cas courant, si $R < 2000$ on est en régime laminaire et si $R > 2000$ on est en régime turbulent. Il existe d'autres nombres qui caractérisent l'écoulement on cite : le nombre de Prandtl, le nombre de Peclet, le nombre de Nusselt Nu, et le nombre de Stanton. Les nombres de Nusselt et de Stanton sont des coefficients de transmission de chaleur, interchangeables, sans dimension, pour la convection forcée. [2]

I-3-3 La viscosité :

La force de frottement par unité de surface en un point quelconque de l'écoulement est donnée par l'expression :

$$f = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad 1-3$$

tel que μ est le coefficient de viscosité du fluide, $\frac{du}{dy}$ est le gradient de vitesse .

La plupart des fluides se comportent avec des forces de frottement proportionnelles au gradient de vitesse et sont connues sous le nom de fluides newtoniens. Quelques fluides cependant ne présentent pas cette proportionnalité simple entre les forces de frottement et les gradients de vitesse, on les appelle fluides non newtoniens. Ici on peut signaler les grandes difficultés qu'on rencontre dans l'étude de la convection forcée dans les écoulements des fluides non newtoniens, l'eau et les gaz obéissent en écoulement laminaire à la Loi de Newton et l'on peut définir pour ces corps une viscosité, une conductivité thermique et une diffusivité massique, ils sont dits newtoniens et étant donné leur importance pratique, ils ont donné lieu à un grand nombre d'études théorique et expérimentales. Cependant, les huiles épaisses, toute solution polymère, les jus de fruits, etc..., n'obéissent pas à la Loi de Newton et leur comportement aussi bien dynamique que thermique, varie suivant leur nature; on les range sous la dénomination générale des fluides non newtoniens. Un fluide est dit parfait si on néglige sa viscosité, donc si on néglige les frottements entre les couches voisines de fluide en mouvement [3].

I-3-4 La pression :

D'après le principe de l'action et de la réaction, la force pressante exercée par le fluide au repos sur l'élément de surface ds , en un certain point M est :

$$df = -df_s = p(M).ds.n \quad 1-4$$

C'est à dire $p = \frac{df}{ds}$. La pression s'exprime en pascal (Pa ou N/m^2) [3].

I-4 La conductivité thermique :

I-4-1 Ordre de grandeur :

La conductivité thermique peut se définir à partir de la loi de Fourier comme étant le flux de chaleur qui traverse une surface unitaire quand le gradient de température est égal à l'unité. La conductivité thermique dépend de :

- la nature chimique du matériau.
- la nature de la phase considérée (solide, liquide, gazeuse)
- la température
- l'orientation des cristaux ou des fibres, dans les corps anisotropiques (cristaux, bois, métaux et plastique laminés), la conductivité thermique est une propriété importante des matériaux. Elle détermine souvent l'aptitude d'un matériau en vue d'une application thermique déterminée, tout au moins en régime stationnaire. Par contre, en régime instationnaire, c'est plutôt la diffusivité thermique qui en principe joue un rôle important.

I-4-2 Variation de la conductivité avec la température :

En général, mais avec de nombreuses exceptions, la conductivité thermique des métaux purs (cuivre, fer, zinc, etc.), de même la conductivité électrique, décroît quand la température augmente, mais certains métaux comme le platine, voient au contraire leur conductivité croître avec la température. Beaucoup de métaux tels plomb et l'or, voient leur conductivité passer par minimum : c'est à dire que leur conductivité décroît d'abord avec la température, puis croît avec elle. Pour de nombreux solides (métalliques ou non) et liquides, il sera souvent acceptable de supposer, soit une conductivité constante avec

la température, soit une conductivité qui varie suivant une loi linéaire.

$$k = k_0 [1 + b(t - t_0)] \quad 1-5$$

tel que k est la conductivité à la température t , b est une constante à déterminer expérimentalement.

Pour les gaz en général la conductivité augmente avec la température [2].

I-4-3 Analogie électrique : Relation entre la conductivité thermique et électrique.

Dans les métaux les électrons sont des porteurs autant du point de vue de transfert de la chaleur que celui du transport de l'électricité. Plusieurs chercheurs ont donc naturellement recherché, par des voies théoriques ou expérimentales, une relation entre les conductivités thermiques et électriques d'un même métal ou alliage. C'est ainsi qu'on a trouvé la loi de Wiedemann-Franz-Lorenz :

$$k / k_e T = L \quad 1-6$$

tel que L : nombre de Lorenz, T : température absolue (K), k_e : conductivité électrique

Si k est exprimé en $\text{W cm}^{-1}\text{K}^{-1}$, k_e en $\text{ohm}^{-1} \text{cm}^{-1}$, la constante L s'exprime en W ohm K^{-2} .

Comme il est facile de mesurer une conductivité électrique qu'une conductivité thermique, la relation précédente permet en principe de calculer k si on connaît k_e .

Il reste à signaler que ce calcul n'est qu'approximatif, surtout pour les alliages, de sorte qu'il n'est indicatif que pour une rapide estimation [1].

CHAPITRE II

PARTIE ELECTRIQUE

II-1 Principes généraux régissant les résistances : notion de volume chauffant.

Lorsque le chauffage d'une charge se fait essentiellement par convection, la charge est placée dans un courant de gaz, très fréquemment de l'air, préalablement chauffé, circulant à grande vitesse. Toutefois, la convection est utilisée non seulement pour chauffer la charge mais également pour extraire l'énergie des éléments chauffants.

La technique du chauffage par les résistances consiste à placer dans le circuit de convection des résistances remplissant un certain volume. Fréquemment les échanges de chaleur dans les fours sont mixtes : ils font appel simultanément à la convection et au rayonnement; dans ce cas le volume des résistances est étalé sur les parois.

Cependant, les véritables fours à convection ont une source de chaleur extérieure au four et thermiquement isolée de ce dernier, l'air est surchauffé par cette source et il est envoyé à travers la charge à laquelle il cède une partie de son énergie. Donc pour éviter le rayonnement des éléments chauffants sur la charge il est nécessaire de les disposer soit derrière un écran soit dans une chambre séparée.

II-2 Le chauffage par résistance électrique : le principe

Le principe de chauffage de fours à résistance repose sur la loi de joule : toute substance conductrice de l'électricité traversée par un courant électrique est le siège d'un dégagement de chaleur. La puissance électrique transformée en chaleur s'exprime par la relation :

$$P_E = U . I = R . I^2 = \frac{U^2}{R}$$

P_E : en watt (W)

U : en volts (V)

I : en ampères (A)

R : ohms (Ω)

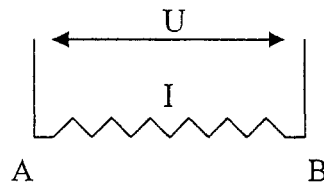


Figure II-1: Principe du chauffage par résistance

La relation entre la tension, la résistance et l'intensité de courant est traduite par la loi d'Ohm :

$$U = R . I \quad 2-1$$

Si cette puissance électrique est utilisée pendant un temps t , l'énergie électrique transformée en chaleur a pour valeur :

$$Q_E = P_E . t = R . I^2 . t \quad 2-2$$

Q_E est exprimée en joule et t en secondes.

L'énergie émise par le corps de chauffe sert à :

- élever la température de la charge à la température requise.
- chauffer les matériaux constituant l'enceinte du four.
- compenser les déperditions thermiques du four.

Dans la pratique industrielle, la puissance s'exprime généralement en kilowatts et l'énergie en kilowattheures (kWh).

II-3 Taux de travail des résistances :

Une des caractéristiques d'une résistances est le taux de travail est égale à la puissance émise par unité de surface. Il est appelé également puissance surfacique et s'exprime en W/cm^2 . Le taux de travail τ peut être utilisé pour déterminer la température des résistances lorsque celle du four est connue.

Lorsque l'extraction de l'énergie des résistances se fait par rayonnement et par convection, il est possible de relier les températures du four et des résistances au taux de travail τ en faisant intervenir l'émissivité des résistances et la vitesse de convection :

$$\tau = [\sigma \varepsilon_r (T_R^4 - T_f^4) + h(T_R - T_f)] 10^{-4} \quad 2-3$$

T_R et T_f : respectivement les températures de résistances et de four exprimées en kelvin

ε_r : émissivité relative

σ : constante de Stefan-Boltzman $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 K^4)$

h étant le coefficient de convection exprimé en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. Ce coefficient est en fonction de la vitesse de convection et de la température du gaz en mouvement (généralement de l'air). Une définition plus détaillée du coefficient de convection h sera traitée au chapitre 6.

Il existe des courbes donnant la variation de taux de travail des résistances en fonction de l'émissivité ε_r et de la vitesse de convection [4]. Ces courbes éviteraient de faire un long calcul et permettraient de déterminer le taux de travail suivant différentes valeurs de ε_r et de h .

II-4 Les résistances électriques : le choix

Les matériaux destinés à la fabrication des éléments chauffants doivent répondre à la majorité des exigences suivantes :

- 1- Leur température de fusion doit largement dépasser la limite d'emploi.
- 2- Une résistance mécanique élevée, permettant leur utilisation dans un environnement industriel agressif (vibration, chocs, etc....).
- 3- Résistivité variant peu avec la température ce qui implique que la puissance appelée par la résistance variera aussi peu avec la température, on évitera ainsi les complications au niveau de la régulation.
- 4- Résistivité stable dans le temps afin d'éviter le phénomène de vieillissement.
- 5- Une bonne résistance physico-chimique car l'ambiance du four peut contenir des éléments attaquant les résistances, soit par corrosion ou par formation de composés plus ou moins complexes à faible température de fusion, en rendant les éléments chauffant fragiles.

Parfois il est difficile de trouver des matériaux répondant à tous ces critères. Les fabricants de résistances comme les utilisateurs doivent adopter des solutions de compromis. Cependant, les résistances les plus répandues dans le marché industriel sont fabriquées avec des matériaux présentant le plus grand nombre de ces qualités.

II-5 Types des résistances :

- **Les résistances métalliques :**

Elles sont fournies par le concepteur à partir de formes simples disponibles dans le commerce : fil, ruban, et aussi tube et tôle. Parmi les métaux et alliages pour résistances, on trouve les alliages classiques qu'on divise en deux catégories principales :

- alliages de nickel -chrome
- alliage fer- chrome - aluminium.

Il existe des tableaux résumant les principales caractéristiques pour les nuances utilisées pour confectionner ces deux types de résistances, ainsi le choix de l'utilisateur ou du consommateur se fera suivant les exigences de l'application industrielle.

- **Les métaux spéciaux :**

L'utilisation de ces métaux concerne des fours assez peu courant, comme les fours sous vide ou les fours spéciaux sous hydrogène.

Parmi les principales caractéristiques de ces résistances leur température limite d'utilisation très élevée. Il s'agit du :

- molybdène de 1600 à 1700.
- tungstène de 2500 à 2700.
- tantale de 2300 à 2400.

Dû au coût élevé, seuls des spécialistes très avertis peuvent se lancer dans la confection des résistances les utilisant.

- **Résistances non métalliques :**

Les résistances non métalliques utilisées industriellement sont divisées en deux catégories :

- résistances en graphites : utilisées spécialement dans les fours de traitement thermique sous vide.
- résistances en métaux céramiques ou les cermet : les plus utilisées industriellement sont celles en carbure de silicium et bisiliure de molybdène.

Ces matériaux sont difficiles à élaborer, seuls quelques fabricants sont aptes à les produire.

- **Résistances blindées :**

À cause de leur contexture ils sont employés pour un usage particulier par exemples dans les fours ventilés à basse température ou pour éviter quelques problèmes courants comme les problèmes d'isolation électrique. Leur fabrication nécessite des outillages et procédés particuliers et reste l'apanage de quelques spécialistes [4].

II-6 Groupement des résistances :

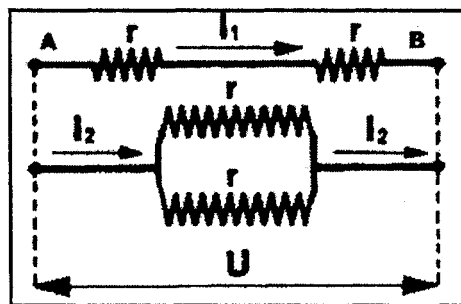
Les résistances peuvent être montées et groupées de différentes façons. Les groupements les plus courant sont :

- Le couplage en série ou la résistances équivalente est égale à la somme des résistances élémentaires.
- Le couplage en parallèle ou la conductance équivalente est égale à la somme des conductances élémentaires.
- Le couplage mixte combinant les deux montages précédents.
- Le couplage série-parallèle qui, par la manœuvre d'un commutateur approprié, permet de faire varier la puissance dissipée dans un rapport 1 à 4.

- Le couplage étoile-triangle qui est destiné à être alimenté en courant alternatif triphasé, permet de faire varier, par un commutateur, la puissance dans un rapport 1 à 3.

Des commutateurs électromécaniques permettent de passer d'un montage à l'autre et donc de faire varier la puissance instantanée dissipée dans le four. En courant alternatif triphasé, le couplage triangle par exemple est utilisé pendant la montée en température, puis le couplage étoile pendant le maintien en température [5].

Les figures 2-2, 2-3, 2-4, présentent quelques exemples des résistances équivalentes à un groupement de résistances.

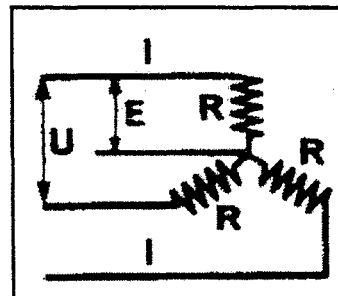


Couplage série : $I_1 = \frac{U}{2r}$

Couplage parallèle : $I_2 = \frac{U}{r/2}$

donc $I_2 = 4I_1$ et $P_{E2} = 4P_{E1}$

Figure II-2 : Résistance équivalente à un couplage série-parallèle [5]

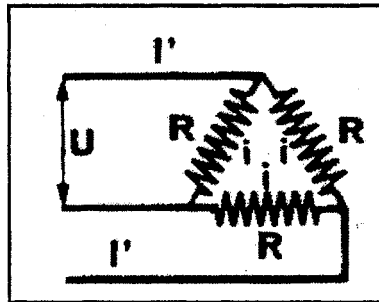


Couplage étoile :

$$U = E\sqrt{3}, I = \frac{E}{R}$$

$$P_E = UI\sqrt{3} = 3EI = \frac{U^2}{R}$$

Figure II-3: Résistance équivalente à un couplage en étoile [5]



Couplage triangle :

$$I' = i\sqrt{3}, i = \frac{U}{R}$$

$$P_E = UI' \sqrt{3} = 3Ui = \frac{3U^2}{R}$$

Figure II-4: Résistance équivalente à un couplage en triangle

II-7 Formes et dispositions des résistances :

Les résistances se présentent sous des formes diverses : fils, tiges, bandes, rubans, etc.

Le choix dépend d'un grand nombre de considérations, entre autres :

- volume de la chambre de chauffe.
- température : valeur, précision demandée, choix du mode de transmission de la chaleur (rayonnement, convection naturelle ou forcée, conduction).
- tension d'alimentation.
- puissance électrique nécessaire.
- nature du courant d'alimentation (continu ou alternatif : monophasé, triphasé ou diphasé).

La figure 2-5 présente le schéma et le mode d'alimentation des résistances chauffantes.

Désignation	N ^{bre} de fils	Schéma d'alimentation
Courant continu ou courant alternatif monophasé	2	
Courant continu ou courant alternatif monophasé	3	
Courant alternatif triphase avec neutre (étoile)	4	
Courant alternatif triphase sans neutre (étoile)	3	
Courant alternatif triphase (triangle)	3	
Courant alternatif diphasé (3 fils)	3	
Courant alternatif diphasé (4 fils) sans neutre	4	
Courant alternatif diphasé (5 fils) avec neutre	5	

Figure II-5: Mode d'alimentation des résistances chauffantes [5]

En général, les installations électriques pour chauffage indirect par résistances sont alimentées en courant alternatif monophasé ou polyphasé sous une tension nominale au plus égale à 1000 volts et à fréquence au plus égale à 60 hertz [4].

II-8 Le calcul des résistances électriques :

Après avoir choisi le matériel constituant les éléments chauffants, il faut déterminer les dimensions principales des résistances. Les éléments intervenant dans ce choix étant multiples, on conçoit l'intérêt d'abaques ou de diagramme permettant de voir rapidement l'incidence de chaque facteur. Cela permet de choisir la section du fil ou du ruban, l'agencement des résistances et leur couplage.

Abaque : diagramme graphique donnant par simple lecture la solution approchée d'un problème numérique.

II-8-1 Calcul des résistances métalliques classique : Tube de diamètre moyen

... Les résistances en tube de diamètre moyen sont particulièrement faciles à mettre en œuvre. L'exemple le plus classique est l'utilisation de tube de 2.88 mm d'épaisseur et de 26.6 de diamètre, ce qui permet d'atteindre sur les résistances une température de 1125°C, voire 1150 °C. Ils peuvent être placés sur une paroi verticale ou en sole.

Il faut déterminer trois dimensions : longueur, diamètre et épaisseur. La relation qui relie ces trois paramètres suit les trois formules suivantes :

$$L = V \frac{\sqrt{10 e_p (1 - e_p / \phi)}}{\sqrt{10^6 \rho \tau}} \quad 2-4$$

$$\phi = 10,07 \cdot \frac{P_E}{V} \frac{\sqrt{10^6 \rho}}{\sqrt{\tau \cdot e_p \cdot (1 - e_p / \phi)}} \quad 2-5$$

$$\tau = 1013 \cdot \left(\frac{P_E}{V \phi} \right)^2 \frac{10^6}{(1 - e_p / \phi)} \quad 2-6$$

où

e_p : l'épaisseur

ϕ : diamètre en mm

L : longueur en m

On remarque que la longueur des résistances ne dépend pas de la puissance mais seulement de la tension d'alimentation, du taux de travail et de la section du tube.

Ces trois formules permettent d'établir le diagramme de figure 2-6. Dans ce diagramme n'apparaît que les sections des tubes les plus courantes : à partir de la puissance et du taux du travail souhaités on détermine une section du tube, ainsi que la longueur.

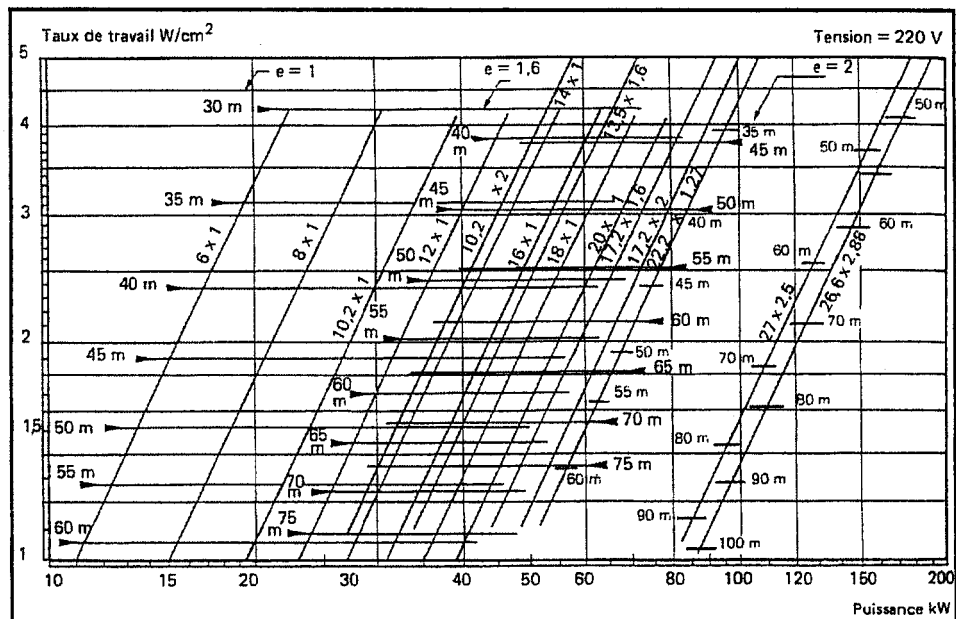


Figure II- 6: Abaque de détermination d'une résistance en tube

Résistivité $\rho = 120 \mu\Omega cm$ [4]

Utilisation de l'abaque :

Pour une résistance devant dissiper 45 kW sous 220 V, avec un taux de travail d'environ 3 W/cm² le diagramme de la figure 2-6 nous indique un tube $\phi = 10,2$;

$e_p = 2$ mm et une longueur de 50,5m.

- Dans le cas d'une résistivité différente de $120 \mu\Omega\text{cm}$ on choisit la section du tube au moyen du diagramme et ensuite on utilise les formules de base pour calculer L et le taux de travail.

- Dans le cas d'une tension différente de 220V, on recherche les caractéristiques de la résistance qui va dissiper $P_0 = P_E \frac{200}{V}$, la longueur L_0 obtenue permet d'obtenir la

longueur réelle L de la résistance devant dissiper la puissance P_E : $L = L_0 \cdot \frac{V}{220}$

Exemple :

Si on préfère utiliser un branchement en étoile sous alimentation de 127 V au lieu de 220 V alors on aura :

Une alimentation de 127 V à 45 KW, correspondent $45 \times (220 / 127)$ soit 78 kW sous 220 V, ce qui permet un tube de $\phi = 17,2$; $e_p = 2$ mm et un $\tau = 2,95$ W/cm². Donc une longueur de 50,5 m pour 220 V et de $50,5 \times (127 / 220)$ soit 29,2 m pour 127 V [4].

Tension (V)	220	127
Puissance (kW)	78	45
Longueur (m)	50.5	29.2

Tableau 2-1

Résultats de l'exemple

II-8-2 Densité de courant :

Après avoir déterminé les dimensions d'une résistance, il peut être intéressant de vérifier un autre critère : la densité du courant, c'est à dire l'intensité par unité de surface de la section de la résistance exprimée généralement en ampères/mm². Pour les alliages classiques, la densité du courant est de l'ordre de 4 A/mm². Afin de calculer directement cette densité de courant I/S, donnons la formule pour le tube avec résistivité en $\Omega \cdot \text{cm}$, taux de travail en W/cm² le diamètre ϕ , et l'épaisseur e_p en mm.

$$\frac{I}{S} = 31,6 \frac{\sqrt{\tau}}{\sqrt{10^6 \rho (1 - e_p / \phi)}} \quad 2-7$$

Le calcul des résistances résulte en général à la fois de calculs thermiques et électriques. Des abaques et tableaux facilitant le dimensionnement des résistances sont disponibles et des programmes d'ordinateurs de calcul des corps de chauffe électriques ont été développés par les fabricants de résistances ou de four ainsi que par certains laboratoires de recherche. Cela permet de déterminer assez facilement le type, la forme et la disposition

des résistances ainsi que le mode d'alimentation convenables à chaque exploitation industrielle.

II-9 La puissance installée dans le four :

Pour déterminer la puissance installée dans le four il faut considérer la puissance appelée par la charge et la compléter par les pertes diverses : pertes par les parois, ponts thermiques, chauffage d'atmosphère, ouverture des portes, etc...

Dans le cas du chauffage par convection forcée; il faut aussi tenir compte dans les calculs de la puissance ventilation, c'est-à-dire la puissance absorbée par le ventilateur. Cette dernière est transformée en chaleur et s'ajoute à la puissance dissipée par les résistances. Ceci peut présenter un inconvénient lorsque la puissance dégagée par la ventilation dépasse la valeur des pertes à la température considérée. Il est donc indispensable de connaître dans ce cas, pour un four en exploitation, la température pour laquelle il y a équilibre entre les pertes du four et la puissance de ventilation.

En générale la puissance à installer dans le four à résistances constitue une grandeur assez facile à évaluer avec une bonne approximation.

CHAPITRE III

LES FOURS ÉLECTRIQUES À CONVECTION FORCÉE

III-1 Parties constituant des fours à convection forcée :

III-1-1 Résistances chauffantes :

La partie des résistances chauffantes a été traitée avec plus de détails dans le chapitre II. Il reste à signaler qu'en générale les résistances se trouvent soit dans le four de façon à ce qu'elles rayonnent directement sur la charge, soit dans un réchauffeur d'air séparé. Dans les simulations qui ont été faites, on a considéré que les résistances ne rayonnent pas sur la charge et que le transfert de la chaleur entre l'air et la charge se fait uniquement par convection. Cependant on a tenu compte de la forme des résistances et de la puissance électrique dans le calcul du flux de chaleur qu'il faut injecter dans le four en utilisant la fonction ELEMENT HEAT GENERATION dans le logiciel NISA/3D-Fluid.

III-1-2-Ventilateurs :

Dans un four à convection forcée, pour obtenir un chauffage rapide avec une bonne uniformité, il faut déplacer rapidement des volumes gazeux importants, ce qui implique l'emploi des ventilateurs à grandes dimensions.

Dans les fours à convection pure, le ventilateur est fréquemment, mais non pas toujours, à l'extérieur du four. Il doit toujours être construit pour résister à la température

du service maximum. Ainsi, on est donc amené à tenir compte des questions d'oxydation des matériaux constituant le ventilateur. De ce fait, les fours à convection sont rarement utilisés au dessus de 800-930°C, bien que parfois on les utilise à des températures plus élevées. En choisissant le type et les dimensions des ventilateurs destinés à travailler dans un four il faut d'abord déterminer les volumes d'air et les chutes de pression en service, on peut toujours appliquer les valeurs dans les tables données par les constructeurs de ventilateurs (Pressure Drop).

Si le courant d'air s'arrête, les résistances sont surchauffées très rapidement et fondent et il est bon de munir le four d'un dispositif de sécurité qui coupe les résistances dès l'arrêt du ventilateur [4].

III-2 La circulation d'air :

Les fours à convection forcée sont souvent considérés comme des échangeurs de chaleur. Pendant sa circulation, l'air prend les calories aux éléments chauffants et les cède ensuite à la charge; donc dans les fours à convection l'air est mis en mouvement et la température de chaque particule de l'atmosphère varie périodiquement avec le temps.

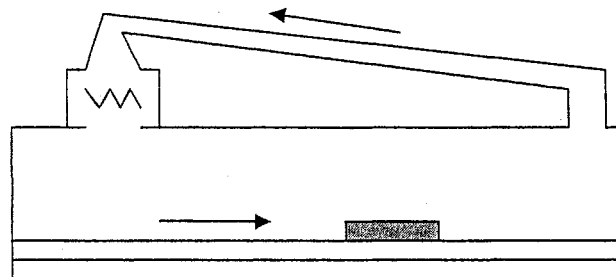


Figure III-1: Circulation d'air dans le four à convection

(a) : sens direct

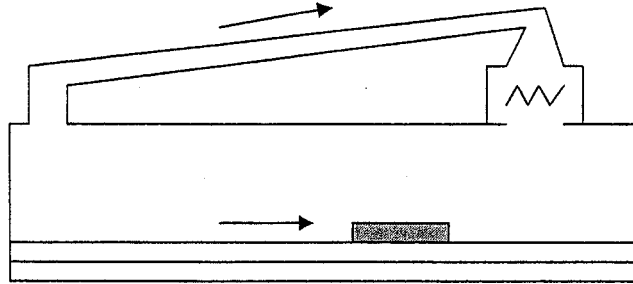


Figure III-2: Circulation d'air dans le four à convection
(b) : sens opposé

III-3 Four continue à tapis :

La charge est véhiculée dans le four par un tapis transporteur qui peut être métallique ou non en fonction des conditions d'utilisation. Les fours à tapis sont extrêmement répandus dans tous secteurs industriels et sont construits dans des gammes de dimensions et de puissance très larges. Dans le cas de productions très importantes la sole du four est munie de rouleaux, commandés ou non, tournant à la vitesse d'avancement du tapis afin de diminuer l'effort de traction de celui-ci. Ces fours sont en particulier utilisés dans les industries mécaniques et métallurgiques pour de nombreux traitements thermiques en continu et le réchauffage avant formage de certains produits, ainsi qu'en construction électrique et électronique pour le traitement de nombreux composants.

III-4 Modèle du four utilisé dans les simulations :

III-4-1 Description du four :

On modélisera un four à convection forcée comme une enceinte avec une trappe; cette dernière servira pour évacuation de l'air et aidera à maintenir une pression raisonnable à l'intérieur du four, le courant d'air devrait être perpendiculaire au sens de laminage (voir figure 1, flèche f1).

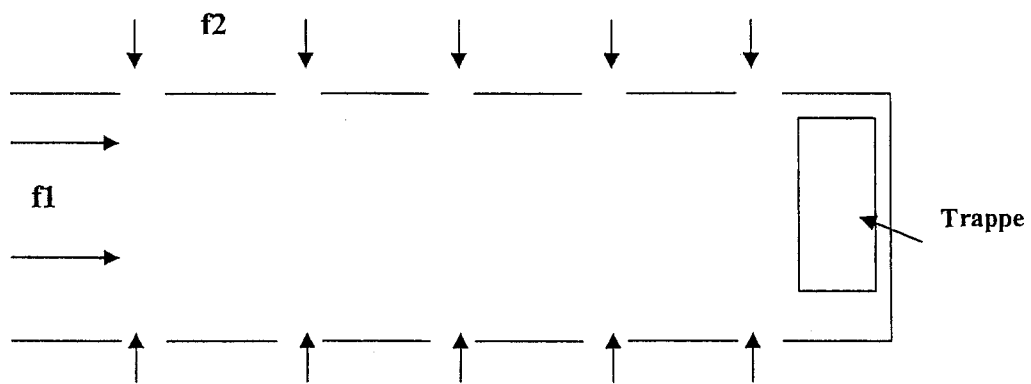


Figure III-3 : Circulation de l'air dans l'enceinte

Les flèches f2 représentent la sortie d'air chaud des ventilateurs, les flèches f1 représentent le sens du courant d'air dans l'enceinte.

La sole sur laquelle est maintenu la charge peut être fixe ou mobile; dans ce dernier cas la charge est déposée sur un convoyeur qui peut être un tapis circulant à l'aide des rouleaux porteurs (voir figure 3-4)

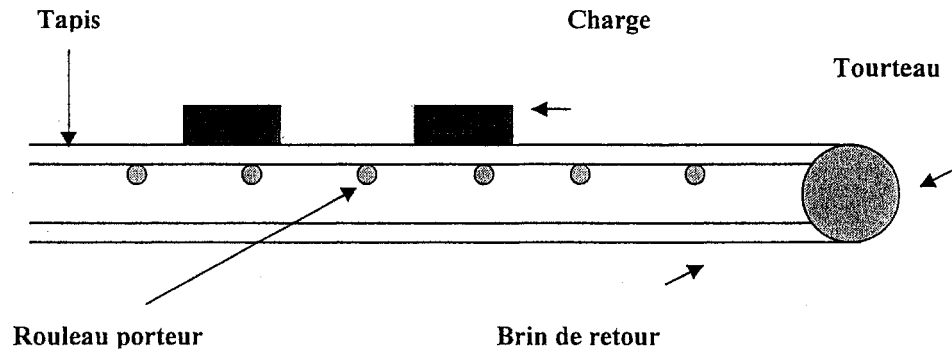


Figure III-4: Schéma du convoyeur

La vitesse du convoyeur doit être déterminée en fonction de plusieurs facteurs, entre autres le temps de chauffe de la charge, le temps de séjour et la longueur du four.

III-4-2 Les critères du four :

Nature des résistances : four à résistance métallique.

Mode d'utilisation du four : continu.

Mode de manutention : tapis continu, mouflé; par conséquent, l'échange de chaleur à l'intérieur du four ne fait appel qu'à la convection forcée.

Nature de l'atmosphère et du milieu : atmosphère normal (air)

Charge à traiter : production importante de pièces ayant exactement la même forme et la même taille.

Mode de transmission de la chaleur : convection forcée, chauffage relativement rapide

Position des résistances par rapport à la charge : les résistances sont mises dans un laboratoire isolé de tel façon qu'elles ne rayonnent pas sur la charge.

Destination du four : four de réchauffage, de traitement thermique,

Forme du four : figure 3-5. Les fours à résistances sont souvent construits sur demande, bien que certains équipements fassent l'objet d'une fabrication en série.

III-4-3 La géométrie et le maillage du four :

La géométrie et le maillage du four ont été réalisés à l'aide du logiciel NISA/3D-Fluid. Une description détaillée du logiciel et des relations théoriques utilisées dans ce dernier sera traitée dans le chapitre 7.

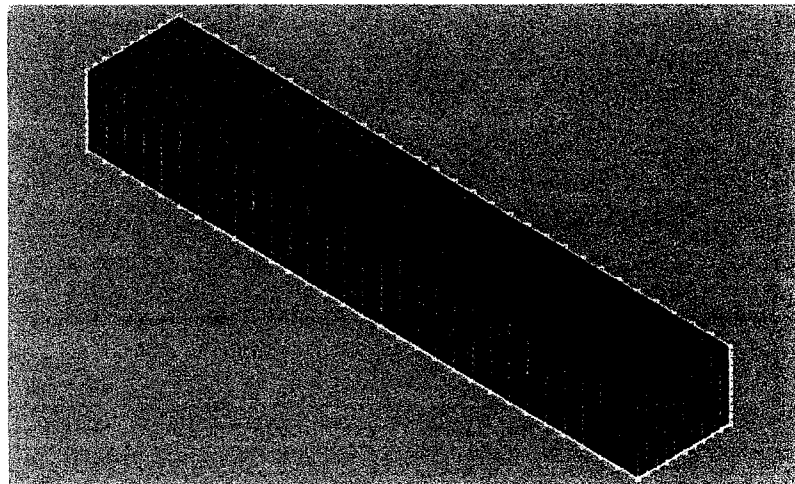


Figure III-5: Schéma du four
type d'éléments utilisés dans le maillage est hexahedron

Parmi les avantages des simulations numériques, on peut faire une étude comparative entre plusieurs configurations différentes, tel que montré à la figure 3-6, on peut simuler le four avec plus de trous et aussi en les plaçant dans un niveau plus inférieur que celui précédent. À l'aide des simulations numériques, on détermine laquelle des

configurations répond aux exigences de l'industrie sans nécessairement reconstruire un autre prototype.

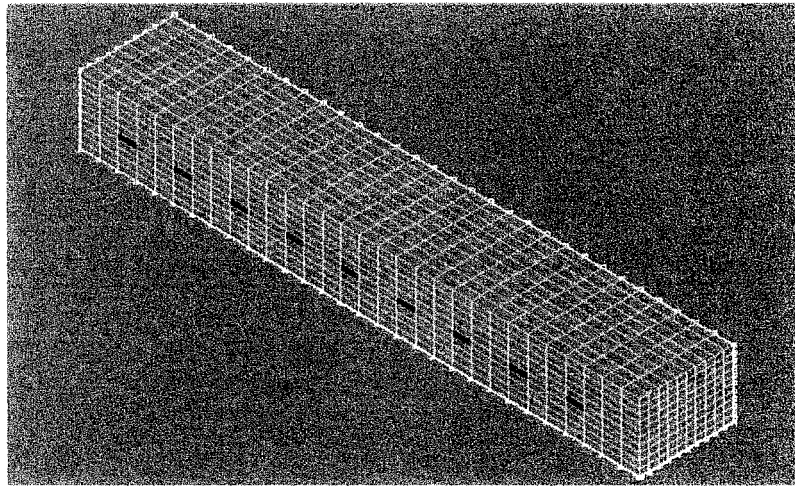


Figure III-6: Schéma du four représentant une configuration différente

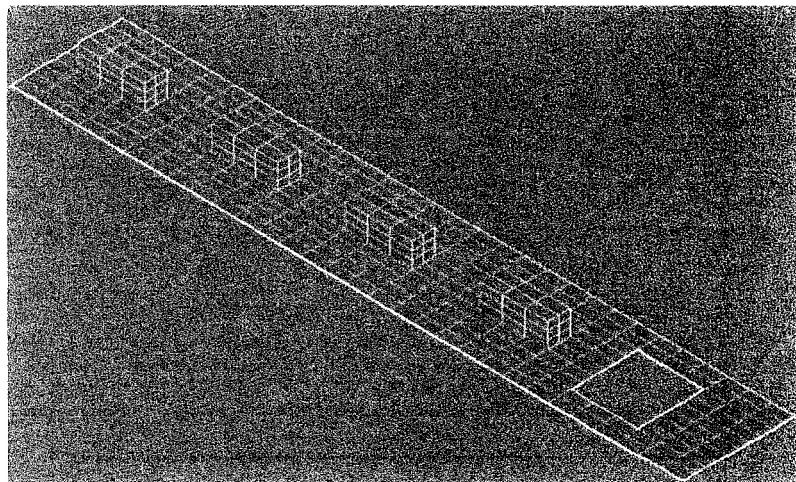


Figure III-7: Schéma de la charge sur une sole qui peut être fixe ou mobile

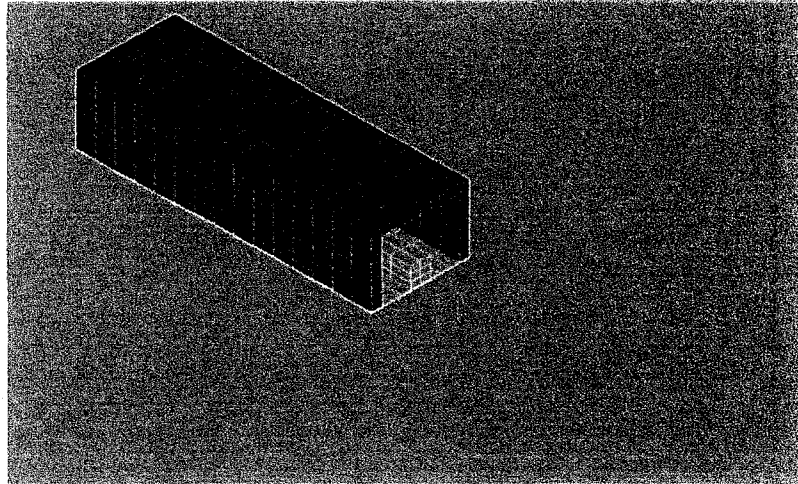


Figure III-8: Coupe axial du four ou on peut voir l'isolant, la charge et la sole du four

CHAPITRE IV

Les transferts thermiques dans les parois

IV-1 Le régime permanent et le régime transitoire :

Les transferts de chaleur sont généralement classés en trois types distincts qui sont conduction, convection et rayonnement. On peut également faire une classification en fonction de facteur de temps, on considère alors les flux de chaleurs permanents et les flux de chaleurs transitoires.

Dans les régimes permanents, il n'y a aucune variation de température en n'importe quel point du système en fonction du temps; c'est uniquement la loi de Fourier qui s'applique, donc seule la conductivité thermique influence la distribution de la température.

La Loi de Fourier :

$$q_n = -k_n \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \quad 4-1$$

C'est le régime existant dans les fours vers la fin du processus du chauffage, par conséquent il ne permet pas d'étudier l'évolution des transferts de chaleurs dans les différentes parties constituant le four (parois, charge...).

Dans le régime permanent, on admet que le transfert de chaleur n'évolue pratiquement pas au cours du temps, de sorte que les températures, les flux et bien entendu

les propriétés thermiques restaient invariables pendant un temps suffisamment long par rapport aux phénomènes étudiés. Dans la pratique ces états totalement stationnaires existent rarement. Souvent l'évolution est beaucoup plus rapide. Il est alors nécessaire de tenir compte des variations avec le temps aussi bien des températures que des flux de chaleur; les équations du transfert se trouvent ainsi notablement compliquées. Par conséquent, les simulations en régime transitoire sont plus difficile à réaliser et demandent de prendre en considération plusieurs détails qu'on pouvait négliger pendant les simulations en régime permanent.

En effet, dans les régimes transitoires, la température d'un point quelconque du système varie en fonction du temps, et la loi de conservation de l'énergie s'écrit [17] :

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad 4-2$$

Où q est le taux de génération de chaleur par unité de volume, t est le temps, ρ est la masse volumique et c_p est la capacité thermique. Ainsi, l'équation de l'énergie est en fonction de la conductivité, la capacité thermique et la densité en plus du facteur du temps, ce qui rend l'étude de l'évolution des transferts de chaleur avant la mise en équilibre beaucoup plus délicate.

Bien que le régime transitoire soit le régime existant dans tout four en service les simulations sont plus complexes et il est toujours préférable d'étudier d'abord le régime permanent.

IV-2 Étude des parois d'un four :

Généralement la paroi d'un four comporte plusieurs matériaux de nature et d'épaisseurs différentes fig.4-1 :

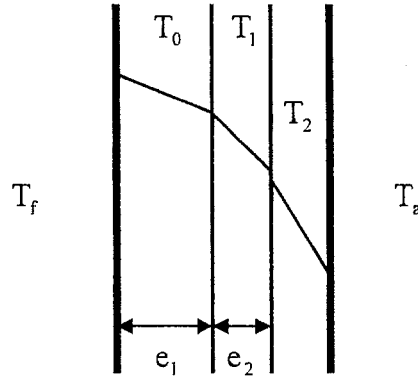


Figure IV-1 : schéma des différentes parois du four

Avec :

T_f : La température interne du four

T_a : La température ambiante qui peut être contrôlée ou non.

T_i : La température des différentes couches i d'épaisseur e_i et de conductivité k_i

Plusieurs critères interviennent lors du choix des matériaux, entre autre leur résistance mécanique, résistance au choc thermique, facilité de mise en œuvre, etc. Il est souvent difficile de trouver un seul matériau qui obéit à toutes ces conditions, raison pour laquelle on utilise souvent des parois composées de plusieurs couches. Par exemples si on choisit d'utiliser trois couches alors on utilisera un réfractaire en face chaude, un isolant en face froide et la couche intermédiaire sera constituée d'un matériau présentant des caractéristiques moyennes comme les "isolants - réfractaires".

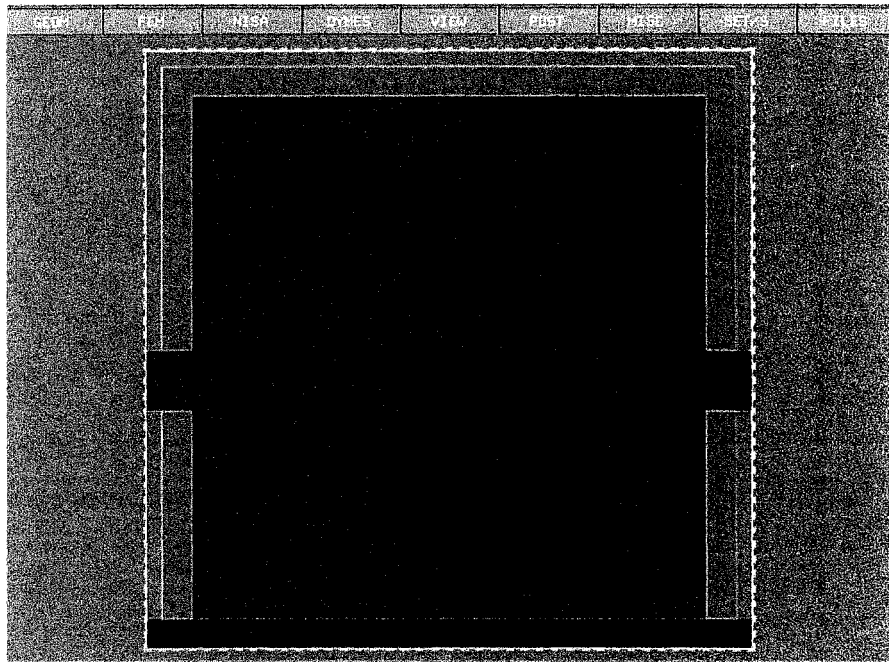


Figure IV-2 : Exemple du four avec des parois composées de plusieurs matériaux

Il est possible de concevoir des parois avec un seul matériau, en effet les réfractaires fibreux ont une conductivité thermique qui varie beaucoup avec la température ce qui permet de les utiliser aussi comme des isolants.

Les matériaux composant une paroi, isolants et réfractaires, sont aussi choisis en fonction de leur faible conductivité thermique, ainsi lors de la conception des parois lorsque l'on se déplace de la face chaude vers la face froide, les conductivités des couches successives doivent décroître. Souvent la connaissance correcte des conductivités thermiques est difficile car les matériaux isolants présentent une conductivité variant très vite avec la température. Les fabricants des matériaux réfractaires et isolants communiquent les valeurs de la conductivité thermique pour plusieurs températures de la gamme normale

La distribution de température dans le four est assez uniforme.

Valeur limite dans la paroi, $T \approx 36^\circ\text{C}$



Figure IV-4 : Détails de la distribution de température au niveau de la paroi

En régime permanent, il est assez facile d'atteindre l'équilibre thermique et d'avoir une homogénéité de température dans les parois du four.

Les résultats obtenus en régime permanent reflètent le comportement réel d'un four soit : la température à l'extérieur est la plus basse (température ambiante) et à travers les couches la température augmente jusqu'à obtenir une température maximale à l'intérieur du four.

IV-4 Les simulations en régime transitoire :

En gardant les mêmes conditions aux frontières utilisées en régime permanent, la figure 4-5 montre les résultats de la distribution de température obtenus en régime transitoire après $t = 5 \text{ min}$, pour $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $H = 10^5 \text{ W/m}^3$:

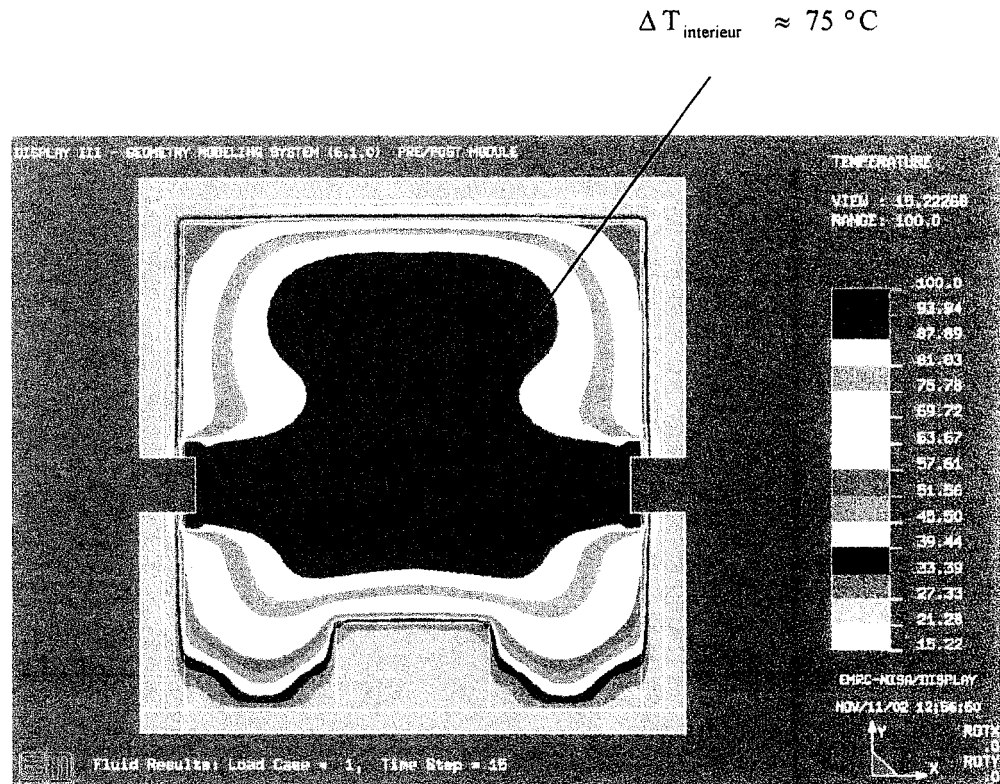


Figure IV-5 : Résultats de simulation du four à 2D en régime transitoire; distribution de température après $t = 5 \text{ min}$, pour $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $H = 10^5 \text{ W/m}^3$

Chute de la température, $T \approx 15^\circ\text{C}$

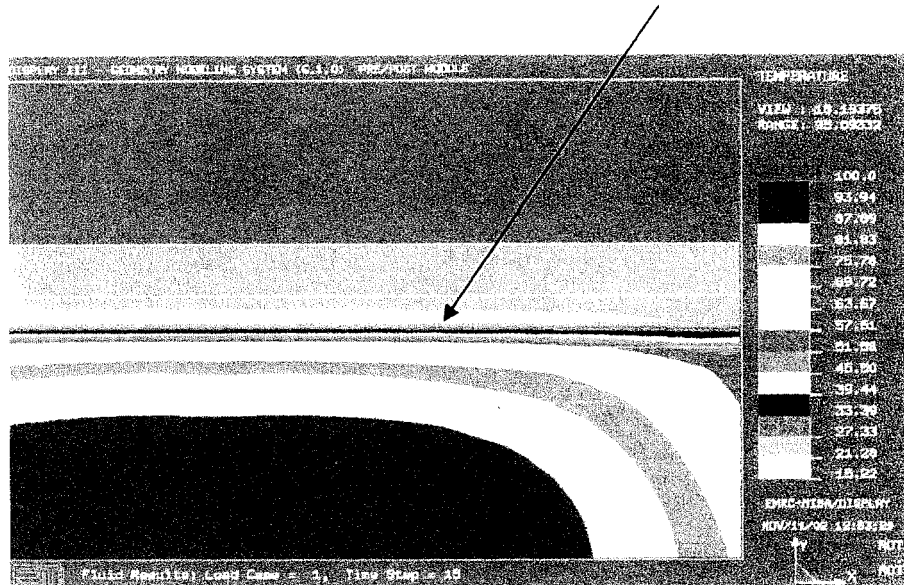


Figure IV-6 : Détails de la distribution de température au niveau des isolants en régime transitoire pour $T_0=25^\circ\text{C}$ et $H=10^5\text{ W/m}^3$

On remarque qu'il y a une accumulation d'énergie thermique dans certains points de la paroi du four et une hétérogénéité de température au niveau des isolants.

Pour résoudre ce problème, on considère que le phénomène est non linéaire et que la conductivité thermique des matériaux varie avec la température.

En effet, pour la quasi-totalité des matériaux, dans le domaine normal des températures d'emploi, on considère que la conductivité thermique suit la loi :

$$k = k_0 \exp(\lambda T) \quad 4-3$$

T : température en $^\circ\text{C}$.

On peut déterminer k_0 et λ qui sont caractéristiques à chaque matériau en se référant à des tableaux donnés dans des ouvrages traitants les fours industriels [2].

Le tableau 4-1 résume les propriétés physiques des matériaux du four :

Matériau	Densité (kg/m ³)	1000 k_0	10 ⁶ λ
Béton de vermiculite	700	179	562
Fibreux	160	59	1501
Laine de roche	110	35	3111

Tableau 4-1

Conductivité thermique $k = k_0 \exp(\lambda T)$ W/ (m. °C)

En faisant un calcul simple on peut déterminer la conductivité thermique des différents matériaux suivant leur densité en fonction de la température, le tableau 4-2 présente la densité de la conductivité pour certaines températures.

Matériau	Densité (kg/d m ³)	Température (°C)	Conductivité W/ (m. °C)
Béton de vermiculite	0.7	600	0.25
		800	0.28
Nappes en fibreux	128	700	0.155
		900	0.215
	64	500	0.13
		900	0.28
Laine de roche	200	200	0.059
	100	500	0.162

Tableau 4-2

Conductivité de différents matériaux industriels

Ainsi on calcul la conductivité d'un matériau pour quelques valeurs de la température, on fait un tracé, et on déduit par la suite la conductivité des autres points en faisant une interpolation.

C'est d'ailleurs ce que le programme en NISA/3D-Fluid fait :

Figure IV-7 : La fonction $f(T)$ au programme de NISA utilisée pour déterminer la conductivité dans différents points du matériau isolant

Pour le matériau Nappes en fibreux de densité $D = 48 \text{ kg/m}^3$ on détermine :

$$k_0 = 55.5 \times 10^{-3} \text{ W/(m. } ^\circ\text{C)} \text{ et } \lambda = 2.013 \times 10^{-3}$$

Donc la fonction ci-dessus, $f(T)$ utilisée dans Nisa sera de la forme :

$$k = 55.5 \times 10^{-3} f(T) \quad 4-4$$

Tel que :

$$f(T) = \exp \left[(2.013 \times 10^{-3}) T \right] \quad 4-5$$

Par conséquent le calcul de la conductivité se fera suivant la relation :

$$k = 55.5 \times 10^{-3} \exp \left[(2.013 \times 10^{-3}) T \right] \quad 4-6$$

La figure 4-8 montre le calcul de $f(T)$ pour l'isolant Nappe en fibreux

			0~	RESET	QUIT	▲
NO.	TEMP		DATA			
1	25.0		1.0516			
2	30.0		1.0687			
3	35.0		1.0729			
4	40.0		1.0873			
5	45.0		1.0943			
6	50.0		1.1053			
7	55.0		1.117			
8	60.0		1.1313			
9	70.0		1.1513			
10	80.0		1.1747			
11	100.0		1.2329			
12	120.0		1.3732			
13	130.0		1.3991			
14	140.0		1.3355			
15	160.0		1.3799			▼

Figure IV-8 : Calcul de $f(T)$ pour l'isolant Nappe en fibreux

En appliquant ces conditions, les résultats des simulations en régime transitoires sont meilleurs avec une homogénéité et bonne distribution de température.

En effet une étude détaillée de ce phénomène en 2D et 3D en régime permanent et transitoire a fait l'objet d'une publication IEEE à la Conférence canadienne en génie électrique et informatique CCGEI 2003.

L'article scientifique, 'La diffusivité thermique et l'homogénéisation de la température dans les problèmes de transfert de chaleur en régime transitoire', permet de saisir l'influence de la diffusivité thermique sur l'homogénéisation de la température dans la paroi d'un four et propose une solution simple pour résoudre les problèmes souvent rencontrés lors des simulations numériques de transfert de chaleur en régime transitoire.

La publication scientifique est présentée dans le chapitre 5.

CHAPITRE V

Publication IEEE

La diffusivité thermique et l'homogénéisation de la température dans les problèmes de transfert de chaleur en régime transitoire

Samar Benthami, Adam Skorek

Département de génie électrique et génie informatique
Université du Québec à Trois-Rivières
Trois Rivières, Québec, Canada, G9A 5H7
{Samar_Benthami@uqtr.ca; Adam_Skorek@uqtr.ca}

Résumé :

Le problème de transfert de chaleur en régime transitoire a son importance dans plusieurs applications industrielles notamment les fours électriques à convection. Dans cet article nous exposons le rôle de la diffusivité thermique dans l'homogénéisation de la température dans les parois d'un four en présentant une modélisation d'un four à convection forcée à 2D et à 3D en régime permanent et transitoire en utilisant la méthode des éléments finis.

Mot clés : fours électriques, transfert de chaleur, conduction, convection forcée, régime transitoire, diffusivité thermique.

1. Introduction

La diffusivité thermique est définie par le quotient de la conductivité thermique et de la chaleur spécifique par unité de volume:

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (1)$$

C'est une mesure nécessaire pour évaluer la vitesse des variations de température dans un matériau. Autant la conductivité thermique est importante dans le régime permanent (elle mesure la capacité de conduire la chaleur) autant la diffusivité thermique α l'est dans le régime transitoire (ou elle mesure la vitesse avec laquelle la température change). En effet l'équation de la conduction dans sa forme la plus simple, sans source de chaleur interne s'écrit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \cdot \nabla^2 T \quad (2)$$

qui est en fait, l'équation de *diffusion de la chaleur*, montre qu'en tout point du solide la variation de la température avec le temps est proportionnelle à la diffusivité.

Dans la modélisation numérique d'un four électrique à convection forcée on réalise que l'homogénéisation de la température dans les parois du four en régime transitoire ne se fait pas automatiquement et que il a fallu tenir compte de la variation de la conductivité thermique avec la température ainsi que l'influence de la capacité thermique. Le four en question est un four électrique à convection forcée, le fluide utilisé est l'air. On fait souffler de l'air chaud à travers des trous à l'aide des ventilateurs à l'intérieur du four afin de chauffer les charges qui sont placées sur une sole qui peut être fixe ou mobile. La

géométrie du four est à symétrie axiale ce qui nous a permis de faire une première étude en 2D puis par la suite en 3D.

Les problèmes de transfert de chaleur en régime transitoire ont fait l'objet de plusieurs études, et dans la littérature on trouve plusieurs méthodes qui ont été mises en œuvre pour faire face à cette problématique. Dans ces études, on a mis en évidence l'influence de la conductivité thermique ainsi que le nombre de Biot dans les transferts de chaleur [1], [2]. Aussi, souvent on utilise la méthode de « mass capacitance lumped » surtout dans le cas d'un nombre de Biot inférieure à l'unité, ce qui revient en fait à calculer le coefficient de convection h dans le rapport [3].

$$\frac{hL}{k_s} = Bi \quad (3)$$

Par contre, dans une installation industrielle, il est souvent difficile de déterminer avec précision certains paramètres, notamment le coefficient de convection h . Le calcul de ce coefficient dépend en plus de la conductivité thermique et de la chaleur spécifique, des différentes conditions de transfert, c'est à dire température, pression, viscosité, vitesse et autres. Au cours de son passage dans une installation industrielle, l'état du fluide se modifie sous l'influence du transfert de chaleur. Ainsi, sa température évolue et le coefficient de transfert peut varier d'une façon plus ou moins importante. Ceci implique que, pour modéliser les transferts de chaleur en transitoire dans une installation industrielle, parfois on est ramené à poser des hypothèses pour simplifier le problème. Dans la présente étude, en plus de vérifier la loi appliquée sur la conductivité thermique, on calcule l'erreur commise en adoptant l'hypothèse sur la capacité thermique. Notons également que la

conduction de la chaleur en régime transitoire dans les fours concerne essentiellement le chauffage d'une charge ou l'échauffement des parois.

Durant le début du processus du chauffage, les transferts thermiques entre la charge et l'air ne sont pas encore intéressants; par contre les parois des fours commencent déjà à chauffer. Dans les simulations en régime permanent, on ne considère pas la période de démarrage durant laquelle la température des parois augmentait lentement, par conséquent l'équilibre thermique a été atteint automatiquement.

2. Régime permanent

Dans les régimes permanents, il n'y a aucune variation de température en n'importe quel point du système en fonction du temps; c'est uniquement la loi de Fourier qui s'applique. Donc seule la conductivité thermique de l'air influence la distribution de la température dans le four.

La loi de Fourier :

$$q_n = -k_n \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \quad (4)$$

Dans le cas où le matériau est isotrope et homogène on a :

$$k_{xy} = k_{yz} = k_{zx} = 0$$

$$k_{xx} = k_{yy} = k_{zz} = k$$

Les résultats de simulation en régime permanent pour $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $H = 10^3 \text{ W/m}^3$ sont les suivants :

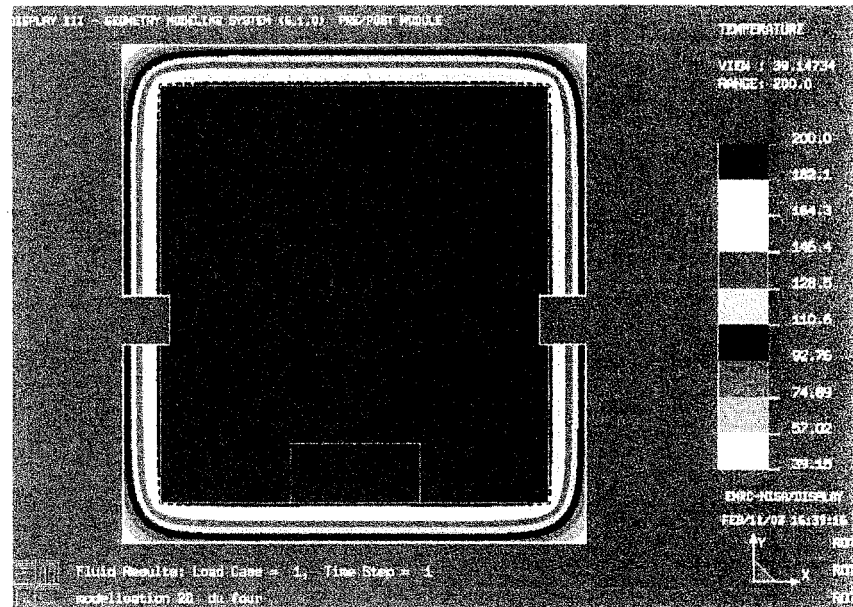


Figure V-1: Distribution de la température en régime permanent

pour $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $H = 10^3 \text{ W/m}^3$

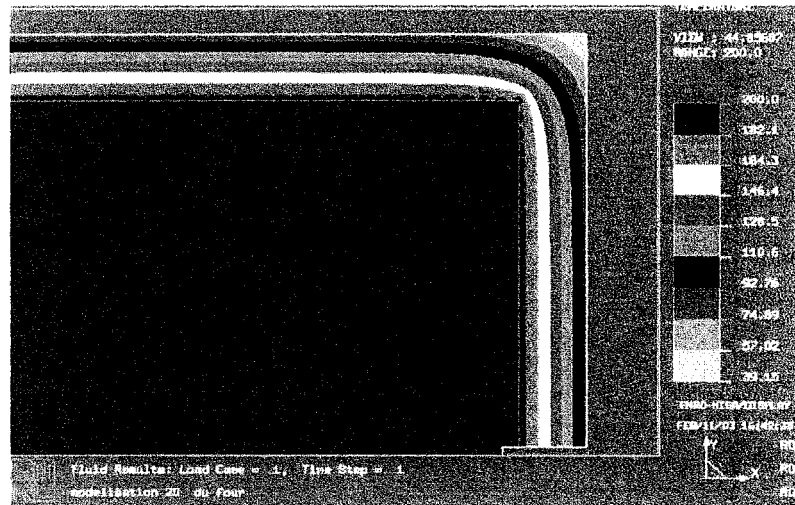


Figure V-2: Distribution de la température côté de la paroi

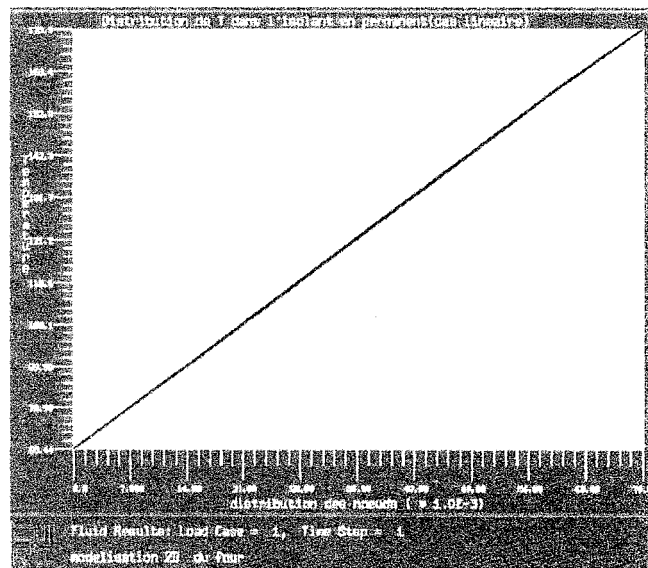


Figure V-3: Température dans la paroi

On remarque qu'en régime permanent la variation de la conductivité thermique avec la température est représentée par une fonction linéaire. En plus, si le domaine de température considéré n'est pas grand, cette variation peut être négligée.

3. Régime transitoire

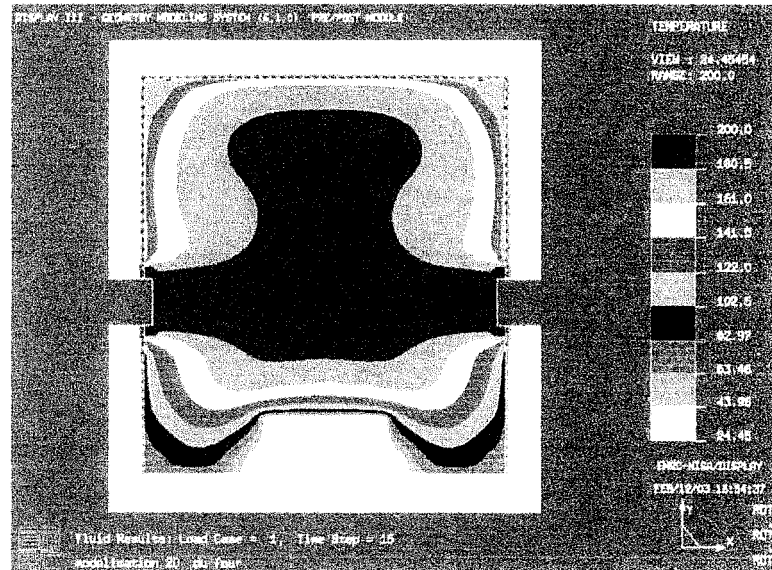
Dans les régimes transitoires la température d'un point quelconque du système varie en fonction du temps. En effet la loi de conservation de l'énergie s'écrit:

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

Où q est le taux de génération de chaleur par unité de volume, t est le temps, ρ est la masse volumique et c_p est la capacité thermique. Si le matériau est isotrope avec une conductivité thermique k [W/m°C], l'équation est réduite à :

$$\nabla^2 T + \frac{q_b}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6)$$

Où $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$ est la diffusivité thermique en m^2/s . En gardant les mêmes propriétés des matériaux et les mêmes conditions de transfert qu'au régime permanent les résultats en régime transitoire sont les suivants :



**Figure V-4: Distribution de la température en régime transitoire
pour $T_0=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $H=10^3\text{ W/m}^3$; cas linéaire**

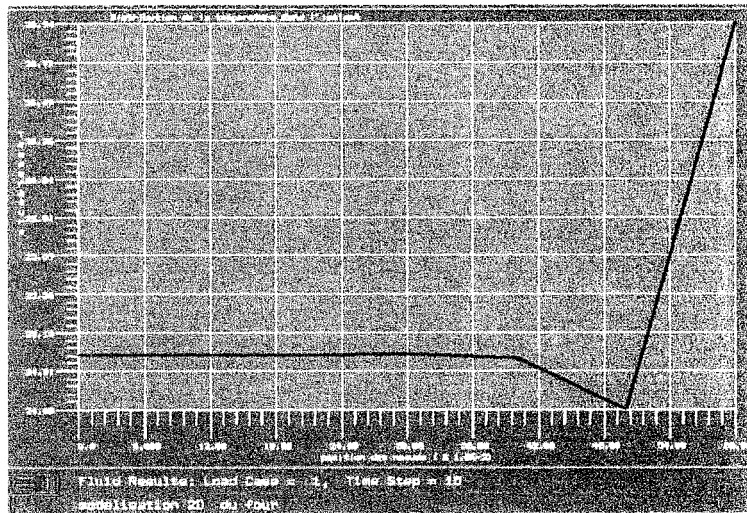


Figure V-5: Chute de la température dans la paroi

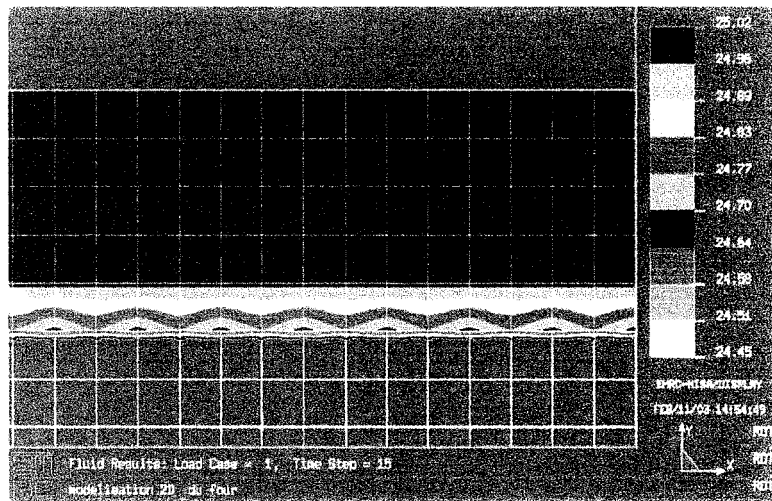


Figure V-6: Détail de la distribution de la température au niveau de la paroi

La figure 5- 4 montre qu'on obtient comme $t_{\min} = 24.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ et $t_{\max} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Les figure 5-5 et 5- 6 montrent qu'il y a une accumulation d'énergie thermique dans certains

points de la paroi se manifestant par une chute de température au dessous de la température minimum initiale fixée préalablement à $T_0=25\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce qui entraîne une hétérogénéité de température au niveau des isolants.

En effet, en régime transitoire, il est moins évident d'atteindre l'équilibre thermique tout en assurant une homogénéité de température et de distribution d'énergie thermique si on continue à considérer le problème comme linéaire. Les matériaux isolants ont une conductivité qui varie passablement avec la température. De ce fait on considère que le problème est non-linéaire et que la conductivité thermique des matériaux varie avec la température suivant une fonction non linéaire.

$$k = k_0 f(T) \quad (7)$$

On considère pour la quasi-totalité des matériaux, dans le domaine normal de la température d'emploi, que la conductivité thermique suit la loi [4]:

$$k = k_0 \exp(\lambda T) \quad (8)$$

T: température en $^{\circ}\text{C}$

On peut déterminer k_0 et λ qui sont caractéristiques à chaque matériau à partir des courbes tracées à l'aide des calculatrices programmables ou des micro-ordinateurs [4]

Par exemple :

Matériau	Densité (kg/m ³)	1000 k ₀	10 ⁶ λ
Béton de vermiculite	700	179	562
Fibreux	160	59	1501
Laine de roche	110	35	3111

Tableau1

Calcul de la conductivité thermique pour différents matériaux

Après modification on obtient les résultats suivants :

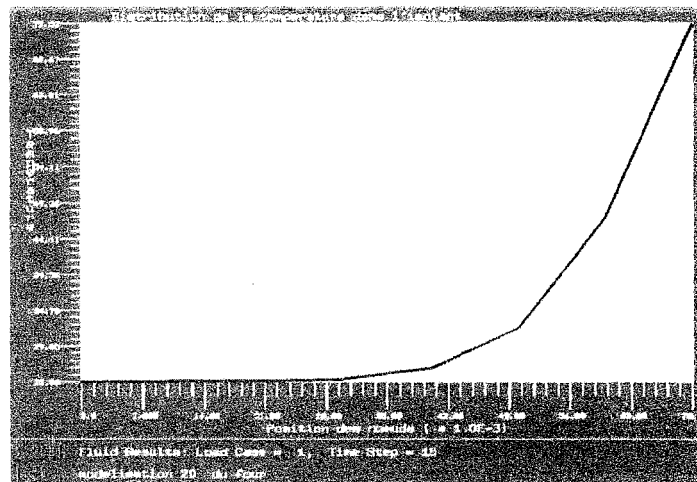


Figure V-7: Température au niveau de la paroi; cas non linéaire

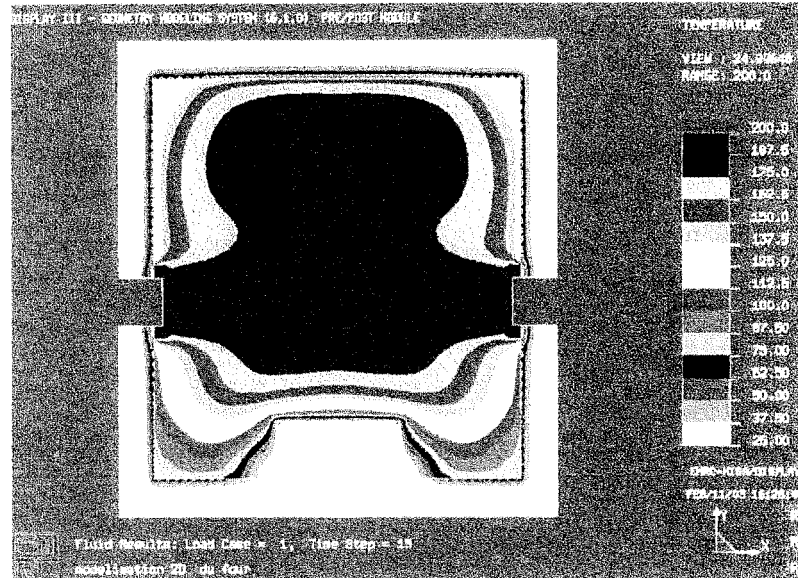


Figure V-8: Distribution de la température dans le four; cas non linéaire

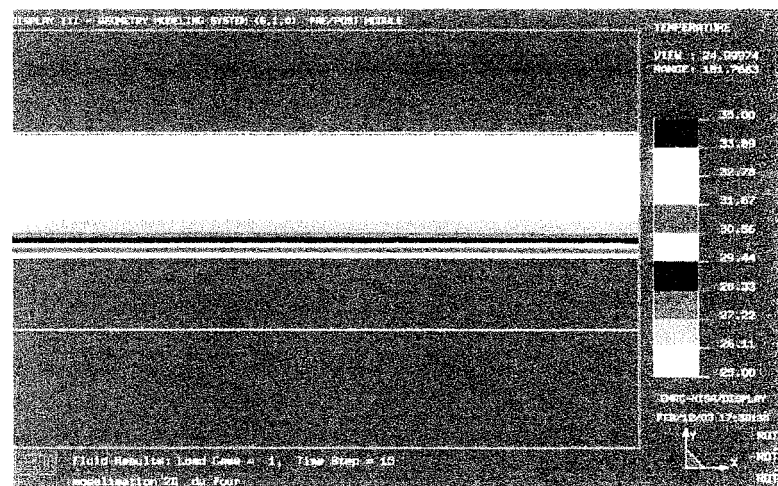


Figure V-9: Détail de la distribution de la température au niveau de la paroi ; cas non linéaire

Les figures 5-8 et 5-9 montrent qu'en régime transitoire dans le cas non linéaire on a comme $t_{\min} = 25^{\circ}\text{C}$ et $t_{\max} = 200^{\circ}\text{C}$. Ainsi on obtient une bonne homogénéisation de la température dans les parois du four.

4. Simulations en 3D

En simulation 2D, il a suffi de considérer seulement la variation de la conductivité thermique k et ne pas tenir compte de l'influence de la capacité thermique c_p . Par contre, en 3D en régime transitoire, il est important de prendre en considération l'influence de ces deux paramètres. D'après l'équation (6), la signification de la diffusivité thermique apparaît clairement. La chaleur spécifique c_p et la masse volumique, freinent l'échauffement d'un corps, celui-ci croissant d'une façon inverse avec leur valeur, tandis que la vitesse à laquelle se propage une élévation de température est proportionnelle au coefficient de conductivité thermique. On considère que la masse volumique des matériaux constituant les parois reste constante, donc seule la chaleur spécifique peut influencer l'échauffement des matériaux constituant les parois. À 3D en régime transitoire, on adopte les hypothèses suivantes :

On considère que la sole sur lequel est posée la charge est mince et que, par conséquent, sa capacité thermique est faible et on peut considérer qu'elle est égale à $1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$. Pour l'isolant, on considère que sa capacité, à emmagasiner l'énergie thermique est faible car en effet cette énergie thermique est emmagasinée dans l'air. Par la suite l'énergie sera transférée vers la charge durant le processus de chauffage. Cette dernière a

une conductivité thermique beaucoup plus grande que les isolants. La modélisation du four en 3D avec la capacité thermique de l'isolant de $700\text{J/kg } ^\circ\text{C}$ et celle de la sole de $1400\text{J/kg}^\circ\text{C}$ donne les résultats présentés dans la figure 5-10.

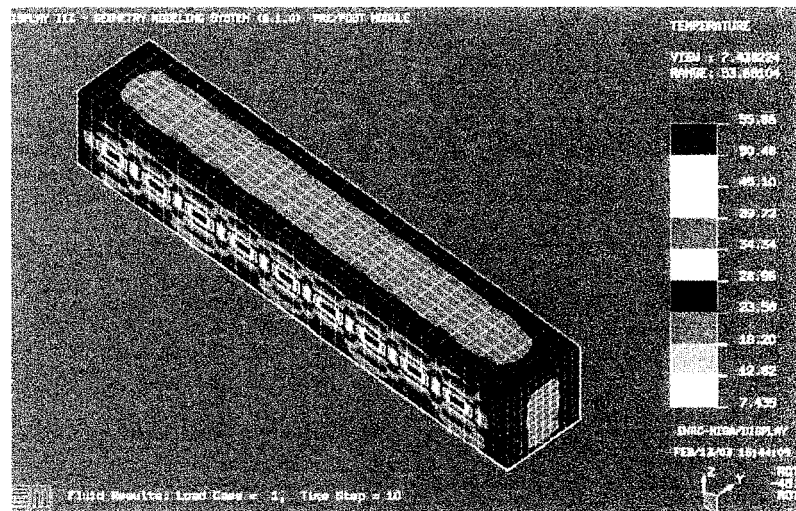


Figure V-10: Distribution de température dans le four à 3D

cas $c_{\text{isol}} = 700\text{J/kg}^\circ\text{C}$ et $c_{\text{sol}} = 1400\text{J/kg}^\circ\text{C}$

Pour $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $H = 10^5\text{ W/m}^3$, on trouve comme température minimum $t_{\text{min}} = 7^\circ\text{C}$ et

$t_{\text{max}} = 55.86^\circ\text{C}$

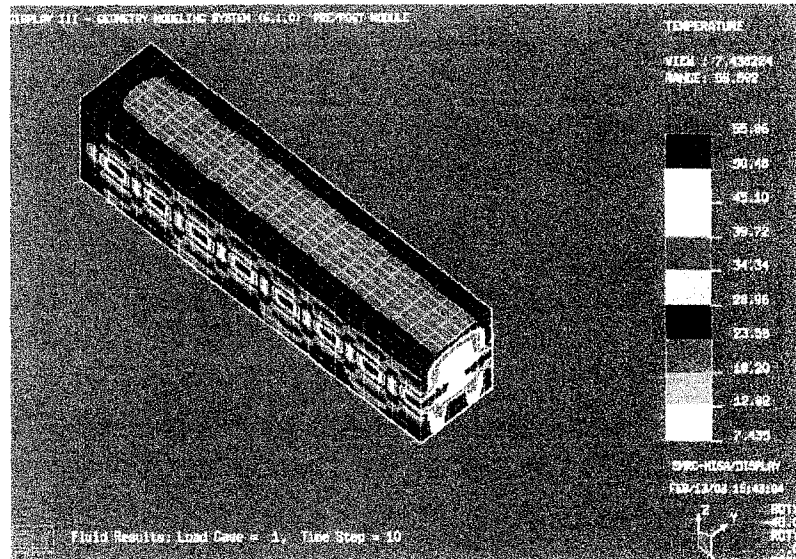


Figure V-11: Distribution de la température coupe axiale du four

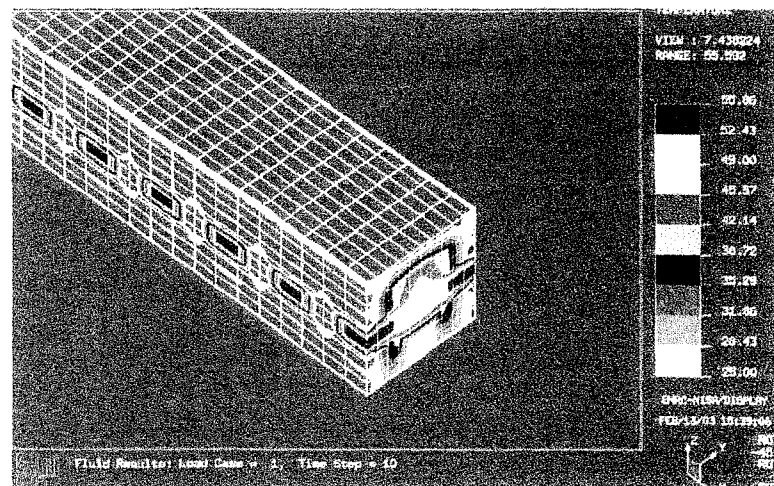


Figure V-12: Distribution de température au niveau de l'isolant

Les figures 5-11 et 5-12 montrent que la plupart de l'énergie thermique de l'air chauffé a été absorbée par les parois entourant le four, ce qui a causé un déséquilibre thermique.

Ce comportement ne reflète pas la réalité dans les fours industriels car une bonne partie de l'énergie thermique de l'air va être transférée vers la charge. Si on considère maintenant que la capacité thermique des parois est égale à $1\text{J/kg } ^\circ\text{C}$, ainsi que celle du tapis ou du convoyeur, les résultats des simulations pour $T_0=25\text{ }^\circ\text{C}$ et $H=10^5\text{ W/m}^3$ sont les suivants:

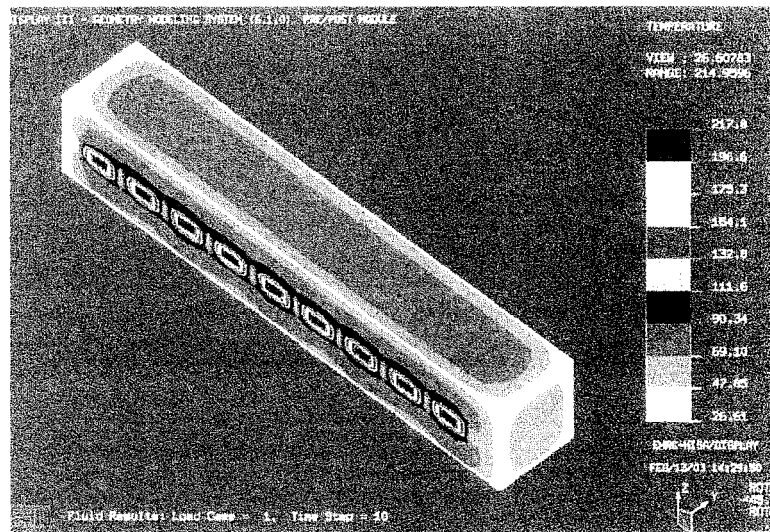


Figure V-13: Résultat de la distribution de température dans le four à 3D

$$c_{\text{isol}} = 1\text{J/kg}^\circ\text{C} \text{ et } c_{\text{sol}} = 1\text{J/kg}^\circ\text{C}$$

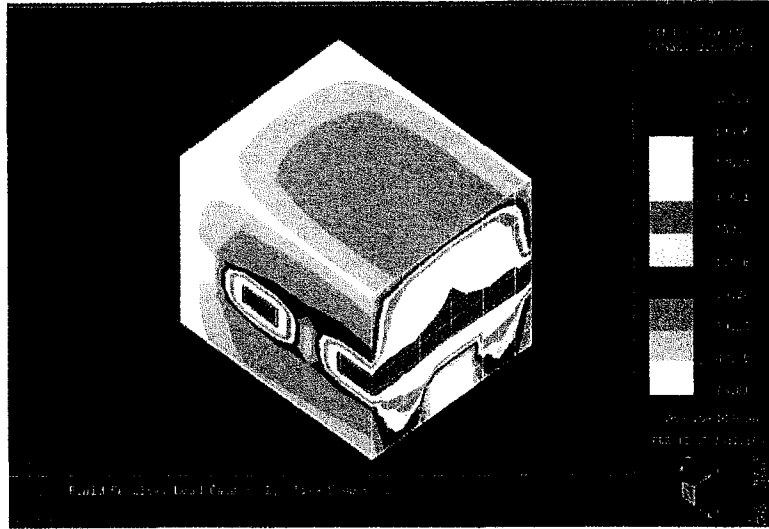


Figure V-14: Distribution de température coupe axiale cas :

$$c_{\text{isol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C} \text{ et } c_{\text{sol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$$

En début d'échauffement, en régime transitoire, on a $t_{\text{min}} = 26.61^{\circ}\text{C}$ et $t_{\text{max}} = 217.6^{\circ}\text{C}$.

Avec l'hypothèse : $c_{\text{isol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ et $c_{\text{sol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$, on obtient alors de meilleurs résultats, mais il reste à vérifier l'erreur commise en adoptant cette hypothèse, ce qui nous amène à l'étude suivante :

Régime permanent : Cas

$$c_{\text{isol}} = 700\text{J/kg}^{\circ}\text{C} \text{ et } c_{\text{sol}} = 1400\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$$

Les simulations en régime permanent, avec capacité thermique de l'isolant $700\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ et celle de la sole $1400\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ donnent, pour $T_0 = 25^{\circ}\text{C}$ et $H = 10^5\text{W/m}^3$, les résultats suivants :

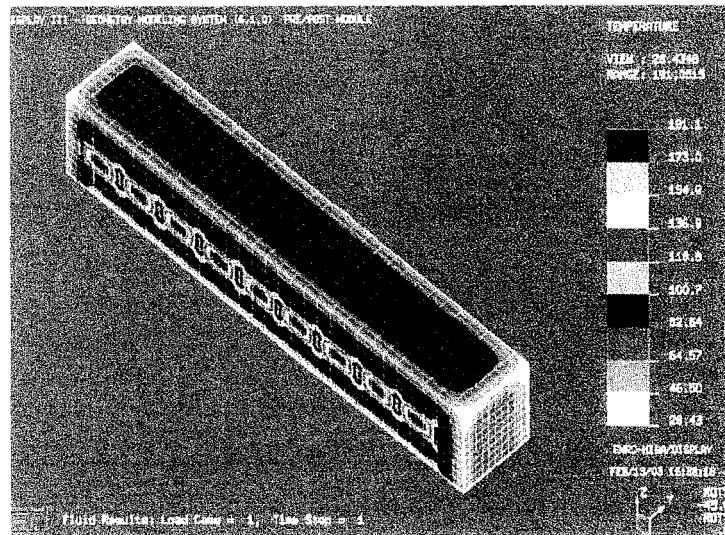


Figure V-15: Résultat de la distribution de température en régime permanent: cas $c_{\text{isol}} = 700\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ et $c_{\text{sol}} = 1400\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$

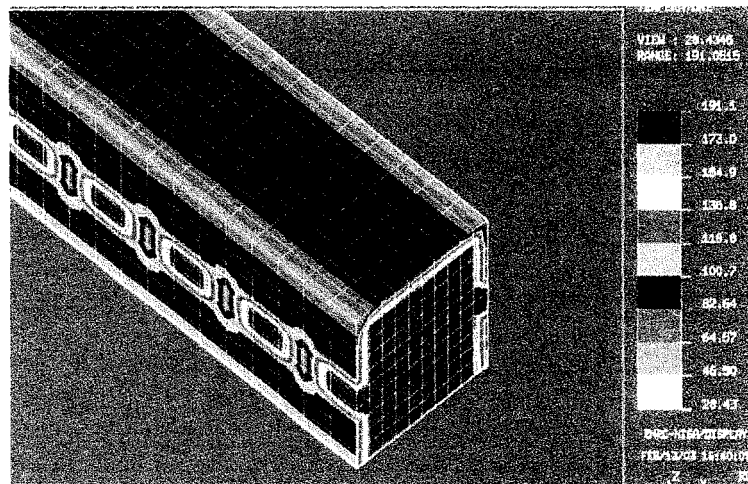


Figure V-16: Distribution de la température en régime permanent coupe axiale

Les figures 5-15 et 5-16 montrent qu'on obtient $t_{\min} = 28.43^{\circ}\text{C}$ et $t_{\max} = 191.1^{\circ}\text{C}$.

Régime permanent: cas

$$\underline{c_{\text{isol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C} \text{ et } c_{\text{sol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}}$$

Après qu'un certain temps se soit écoulé après le début du processus du chauffage, les conditions transitoires disparaissent pour permettre aux conditions du régime permanent de s'établir. Les résultats de distribution de température obtenue dans ce cas sont les suivants :

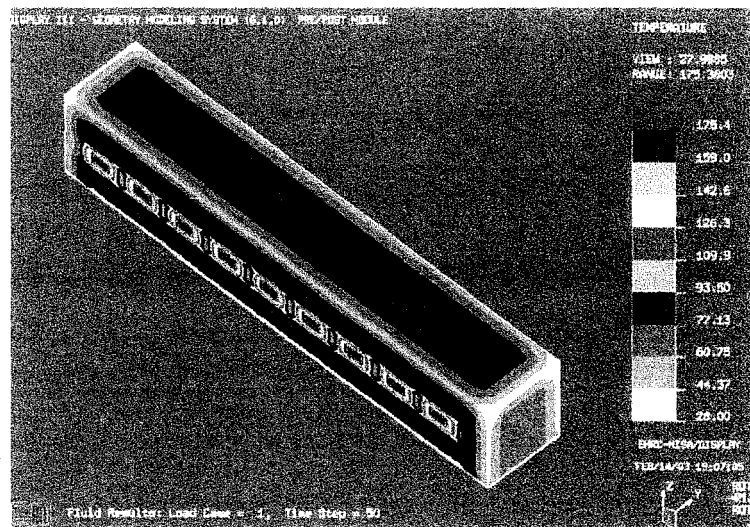


Figure V-17: Distribution de la température en régime transitoire après un temps

$t \approx 25 \text{ min}$

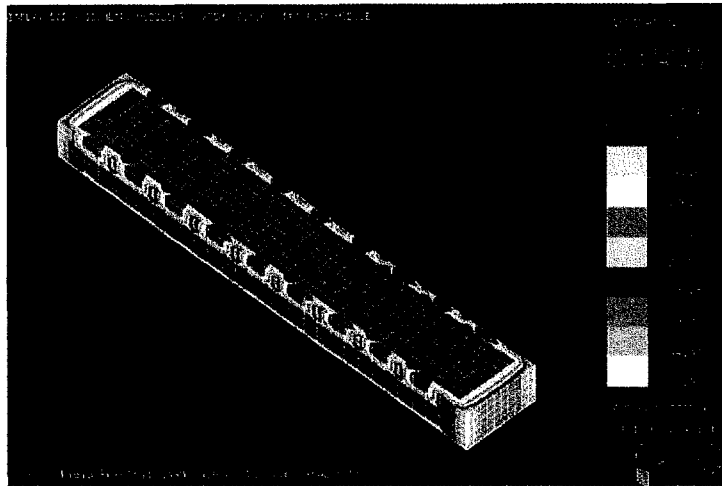


Figure V-18: Distribution de la température en régime transitoire après un temps $t \approx 25$ min; coupe axiale suivant l'axe des Z

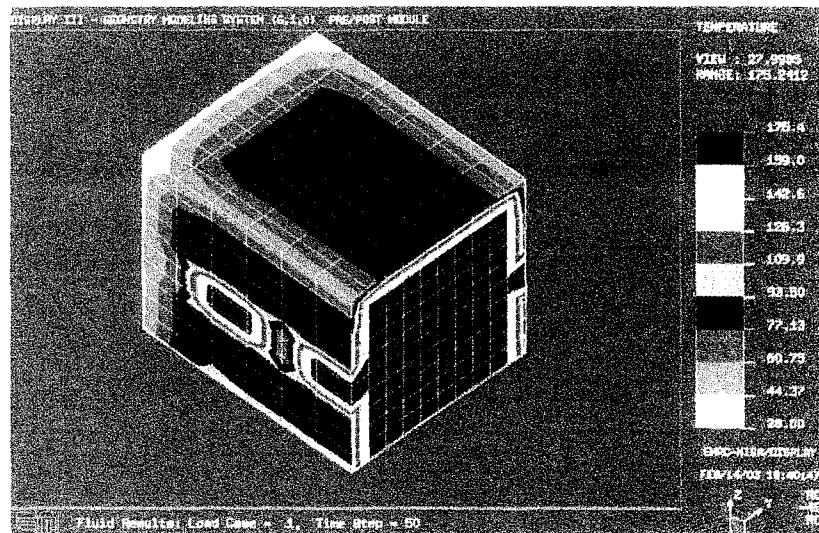


Figure V-19: Distribution de la température en régime transitoire après un temps $t \approx 25$ min; coupe axiale suivant l'axe des X

Les figures 5-17, 5-18 et 5-19 montrent qu'on obtient comme $t_{\min} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $t_{\max} = 175.4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Si on calcul l'erreur commise en considérant que $c_{\text{isol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ et $c_{\text{sol}} = 1\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ on trouve la valeur d'environ 8%.

5. Conclusion

Plusieurs problèmes d'écoulement de chaleur en régime transitoire peuvent être résolus facilement avec une précision acceptable en adoptant des hypothèses appropriées.

Varier la conductivité thermique avec la température suivant une fonction exponentielle, ainsi que considérer que la capacité thermique a une valeur minimum égale

à $1\text{J/kg }^{\circ}\text{C}$ revient en fait à augmenter le quotient $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$.

Dans cette étude, on confirme que plus la diffusivité thermique est élevée, plus la variation de la température dans les différentes régions de la structure se fait rapidement. Ainsi, dans un problème d'homogénéisation des températures, l'homogénéisation se fait d'autant plus vite que la diffusivité du milieu est grande. Finalement, l'influence du temps d'intégration ainsi que du maillage utilisé est à prendre en considération dans cette étude.

6. Références

- [1] E, M, A, Mokheimer., M, A, Antar., J, Farooqi., S, M, Zubair. A spreadsheet solution of transient conduction in composite fins. International Journal of Energy Research (Vol 26), Issue: 5, April 2002, pp. 383-397.
- [2] A, K, Satapathy. Thermal analysis of an infinite slab during quenching. Communications in Numerical Methods in Engineering (Vol 16), Issue: 8, August 2000, pp. 529-536.
- [3] Incropera. Frank,P., Dewitt., David, P. Introduction to heat transfer. New York: John Wiley and Sons, 1990.
- [4] Michel Bost . Les fours industriels à résistances électriques. Electra, 1989.

CHAPITRE VI

Les échanges thermiques entre le four et la charge

VI- 1 Les échanges entre le four et la charge :

VI-1 -1 Les échanges par convection :

La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement. Ce phénomène est fondamental pour l'étude des échanges de chaleur dans les fluides, mais aussi entre fluides et solides. Lorsqu'un solide est baigné par un fluide en mouvement, la chaleur est échangée par conduction thermique entre le solide et les particules de fluide se trouvant à son contact. Bien que le mécanisme élémentaire d'échange soit la conduction thermique, le phénomène global de transmission de la chaleur, appelé convection thermique, résulte de la combinaison de cette conduction et du mouvement du fluide et obéit à des lois spécifiques. L'échange de chaleur devient, en particulier, d'autant plus intense que l'agitation du fluide est plus marquée et le coefficient de convection h est plus important. Par conséquent dans un four à convection forcée, on s'efforce de faire traverser la charge par un débit maximal pour augmenter la vitesse de passage de l'air et améliorer ainsi le coefficient d'échange h .

VI-1-2 Le coefficient de convection h :

Ainsi, lorsqu'un solide à la température t est en contact avec un fluide en mouvement à la température T , par l'intermédiaire de la surface de contact S , il y a échange d'énergie.

La valeur de cette énergie échangée par unité de temps est [4] :

$$Q = h S (T - t) \quad 6-1$$

Le coefficient de convection thermique ne constitue pas une constante absolue, mais dépend de très nombreux facteurs tels que :

- les caractéristiques du fluide : coefficient de conduction, chaleur spécifique, masse volumique, viscosité, vitesse, température,
- la nature de l'écoulement : turbulent ou laminaire,
- les caractéristiques de la charge : forme, température,...
- la position respective du fluide et de la charge : angle d'attaque de la charge par le fluide.

Par conséquent, l'expression précédente donnant le flux de chaleur transmis n'implique donc pas que celui-ci soit proportionnel à la différence de température. L'étude de la convection utilise un certain nombre de grandeurs sans dimensions caractérisent les fluides d'un point de vu physique et thermique (nombres de Nusselt, Biot, Prandtl, Reynolds, Stanton, Peclet....) (voir chapitre I).

Principalement, dans une installation industrielle, à convection forcée, l'état du fluide se modifie par suite de transfert de chaleur. En particulier, sa température évolue et par conséquent, le coefficient de transfert par convection h peut varier d'une manière plus

ou moins notable, soit dans différentes régions de l'installation ou dans la même région mais à travers le temps. Donc ce qui est important dans une installation industrielle c'est de connaître la valeur globale du transfert de chaleur ainsi que les distributions de température et de pression en régime permanent et transitoire.

VI - 2 La charge à traiter :

Les caractéristiques qui définissent une charge sont essentiellement :

1. Nature et présentation de la charge : forme des pièces, densité apparente de chargement, possibilité de diviser la charge.
2. Nature du matériau : valeur de la capacité thermique massique, de la masse volumique,...
3. Température initiale.

VI-2 -1 L'énergie absorbée par la charge :

Tout exploitant est intéressé par l'évolution de la température de la charge en fonction du temps; il est donc nécessaire d'établir les courbes familières à tout exploitant de four. Ces courbes présentent l'évolution de la température du four, de la température de charge et de la puissance appelée par la charge :

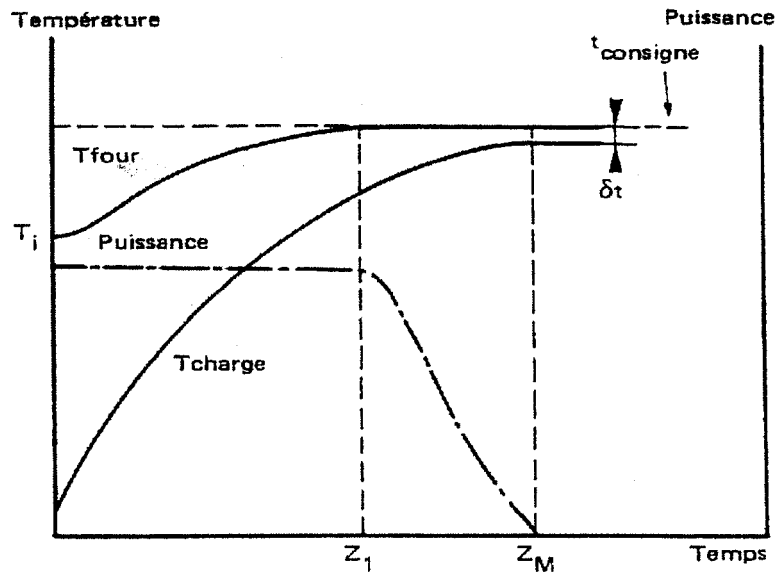


Figure VI-1 : Température de charge, température de four, puissance appelée par la charge en fonction du temps [4]

- dès l'enfournement, le four préalablement en équilibre à la température de consigne voit sa température s'abaisser à la température T_i ,
- cette température atteint la température de consigne au bout du temps z_1 et la puissance appelée par la charge diminue à partir de ce temps,
- la charge atteint la température désirée, soit δt en dessous de la température de consigne au bout du temps de montée z_M avec une puissance appelée par la charge d'autant plus faible que δt est petite.

Dans le cas général d'échanges par convection pure pendant un intervalle de temps Δz , la charge reçoit l'énergie ΔQ [4] :

$$\Delta Q = h S_c (T - t) \Delta z$$

6-2

T, t : température du four et la charge à l'instant z , en $^{\circ}\text{C}$.

S_c : Surfaces de charge soumises à la convection en m^2 .

Cette énergie est utilisée pour élever la température de la charge de Δt .

$$\Delta Q = M.c. \Delta t \quad 6-3$$

M : masse de la charge en Kg.

c : capacité thermique massique de la charge en $\text{Wh}/(\text{Kg. } ^{\circ}\text{C})$.

VI-2 -2 La puissance absorbée par la charge :

L'énergie que la charge peut absorber par unité de temps c'est-à-dire la puissance absorbée, est relativement limitée. Il est parfaitement inutile de disposer pour chauffer la charge, d'une puissance supérieure à P . L'exploitant donc, doit moduler la puissance du four de manière à ne pas griller la charge bien que ce risque n'existe que pour les charges particulièrement denses ou certain matériaux peu conducteurs.

A tout instant, la puissance absorbée par la charge s'écrit :

$$P = Mc \frac{\Delta t}{\Delta z} \quad 6-4$$

La puissance que la charge est susceptible d'absorber est considérablement plus importante en début de cycle, quelque soit le mode d'échange : les échanges sont en effet fonction croissante de l'écart de température four / charge cet écart étant bien sur le plus important en début du cycle.

VI-2 -3 Calcul du temps de chauffage :

D'après les relations 6-1 et 6-2 on a :

$$\Delta t = \frac{\Delta z}{Mc} h S_c (T - t) \quad 6-5$$

Par conséquent, le temps de montée en température de la charge z en heures est [4] :

$$\frac{Mc}{S_c h} \int \frac{\Delta t}{T - t} = \int \Delta z \quad 6-6$$

Ce qui nous donne :

$$z = \frac{Mc}{S_c h} \ln \left(\frac{T_{\text{cons}} - t_0}{\delta} \right) \quad 6-7$$

T_{cons} : Température de consigne du four en °C

t_0 : Température initiale de la charge.

δ : Écart entre température de consigne du four et température finale souhaitée de la charge.

\ln : logarithme népérien.

Exemple de calcul :

Pour cet exemple de calcul, des hypothèses simplificatrices ont été faites :

- La capacité thermique massique est indépendante de la température.
- La température du four reste constante durant le cycle.

D'autre part

- La surface S_c soumise à la convection est très difficile à estimer.
- h varie beaucoup, suivant plusieurs facteurs entre autre la température du four et la vitesse de l'atmosphère, le long de la surface soumise à la convection.

On estime h et S_c de la manière suivante :

- Pour une vitesse de l'air $V_{air} = 12\text{m/s}$ et pour une température moyenne à l'intérieur du four égale à 200°C on admet que $h = 33 \text{ W/ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
- Pour une charge de volume $V_{ch} = 0.25 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ et de surface $S_{ch} = 0.5 \times 10^{-2} \text{ m}^2$.

On estime les surfaces soumises à la convection : $S_c = 0.02 \text{ m}^2$.

- Pour une charge de densité $D_{ch} = 1600 \text{ kg/ m}^3$ on calcule la masse M en kg suivant la relation :

$$M = V_{ch} \times D_{ch} \quad 6-8$$

$$M = 0.4 \text{ kg.}$$

- La capacité thermique massique de la charge $c = 0,23 \text{ Wh /kg. } ^\circ\text{C}$.

Si on considère la température de consigne du four $T_{cons} = 200^\circ\text{C}$ et $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, le temps de montée en température de la charge z en heures sera égale à :

$$z = 0.49 \text{ h}$$

$$z = 29 \text{ min } 42 \text{ s} \approx 30\text{min}$$

La vitesse du convoyeur

La charge en général repose sur une sole fixe ou sur un convoyeur.

La vitesse de ce dernier est réglée suivant le temps de séjour désirée de la charge à l'intérieur du four.

Par exemple :

- Pour un très court traitement thermique on fixe la vitesse du convoyeur à 20m/min pour un four de longueur 3m le temps de séjour sera alors de 9 secondes.

Si on choisi d'utiliser 4 fours en série, la longueur de chaque four est de 3m, le temps de séjour total de la charge est de 18 secondes pour une vitesse de $V_{conv}=20$ m/min

- Pour l'exemple de la charge présenté si dessus le temps de chauffe est de $z = 30$ min si on utilise quatre fours en série de longueur total égale à 12 m la vitesse du convoyeur sera donc $V_{conv} = 0.4$ m /min.

VI-3 Simulation numérique de la charge à l'intérieur du four :

VI-3-1 Résultats de simulation en 2D :

VI-3-1-1 Régime permanent :

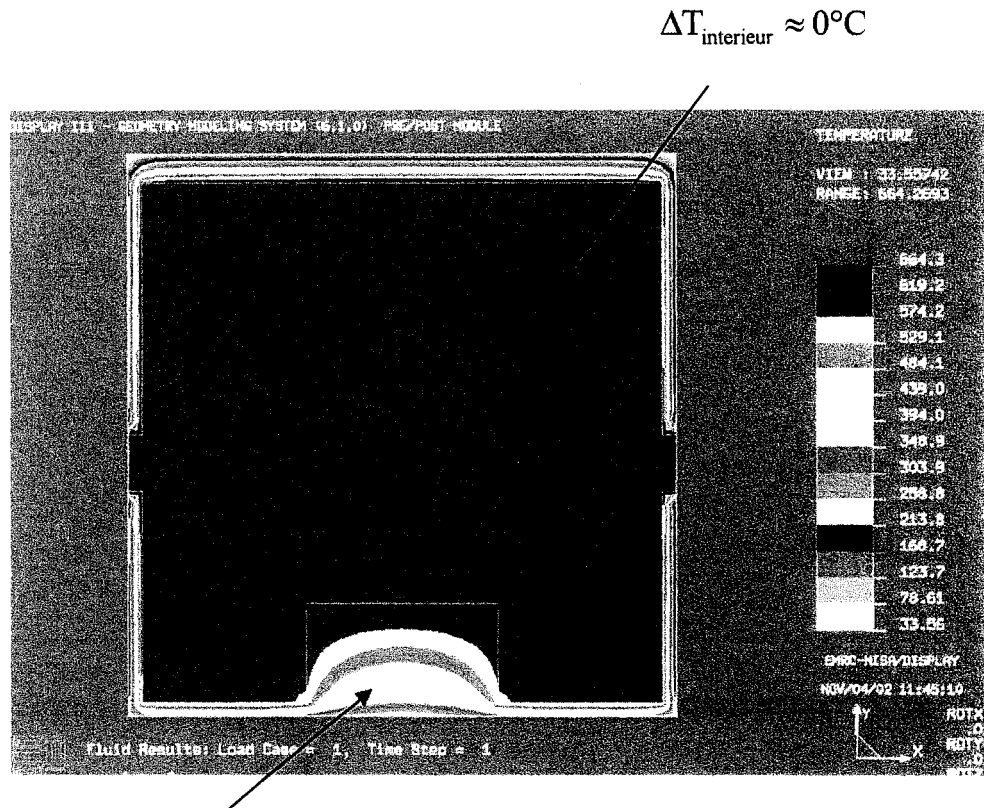
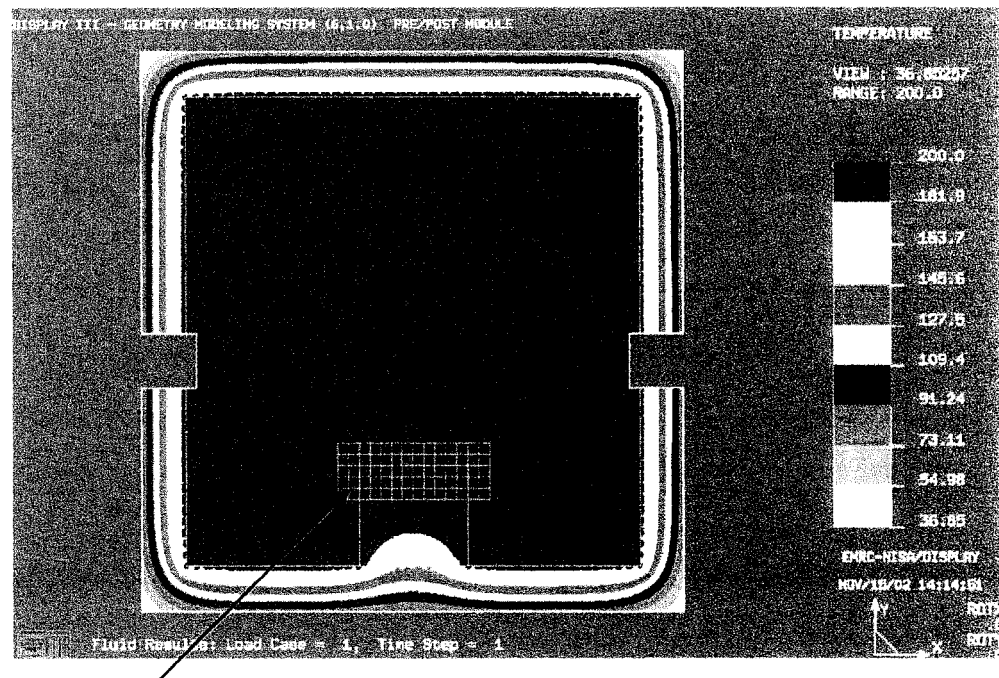


Figure VI-2 : Distribution de température de la charge à l'intérieur du four en régime permanent pour $T_0=25^{\circ}\text{C}$, $H=10^5\text{ W/m}^3$

La figure 6-2 montre la distribution de la température en régime permanent à l'intérieur du four, la charge repose sur une sole et, à la fin du processus de chauffage, elle a

la même température que celle du four. Selon le traitement thermique, la charge peut être placée à un niveau plus élevé que celui présenté à la figure 6-2.

Ainsi, suivant sa position dans le four les transferts thermiques entre la charge et l'air changent et, par conséquent, on obtient différentes distributions de température, figure (6-3)



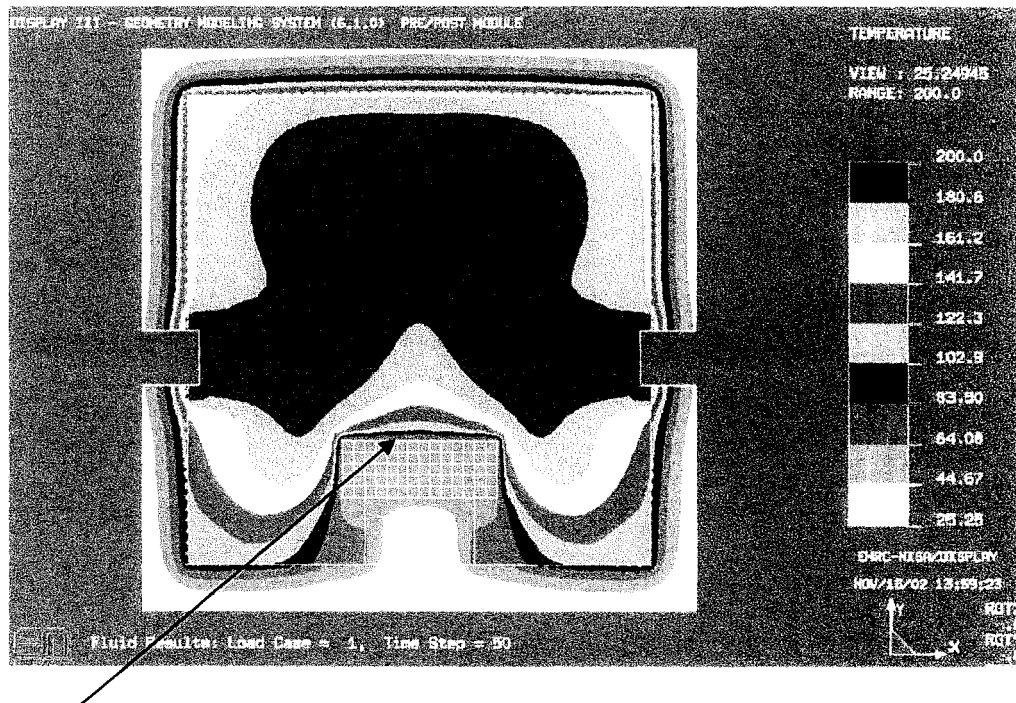
La charge

Figure VI-3 : Distribution de température de la charge à l'intérieur du four en régime permanent pour $T_0=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $H=10^3\text{ W/m}^3$; (différente position de la charge)

VI-3-1-2 Régime transitoire :

En régime transitoire, les résultats de simulation de la charge à l'intérieur du four permettent de visualiser la distribution de température dans la charge suivant différentes étapes du temps (Time step) jusqu'à atteindre le régime permanent vers la fin du processus de chauffage.

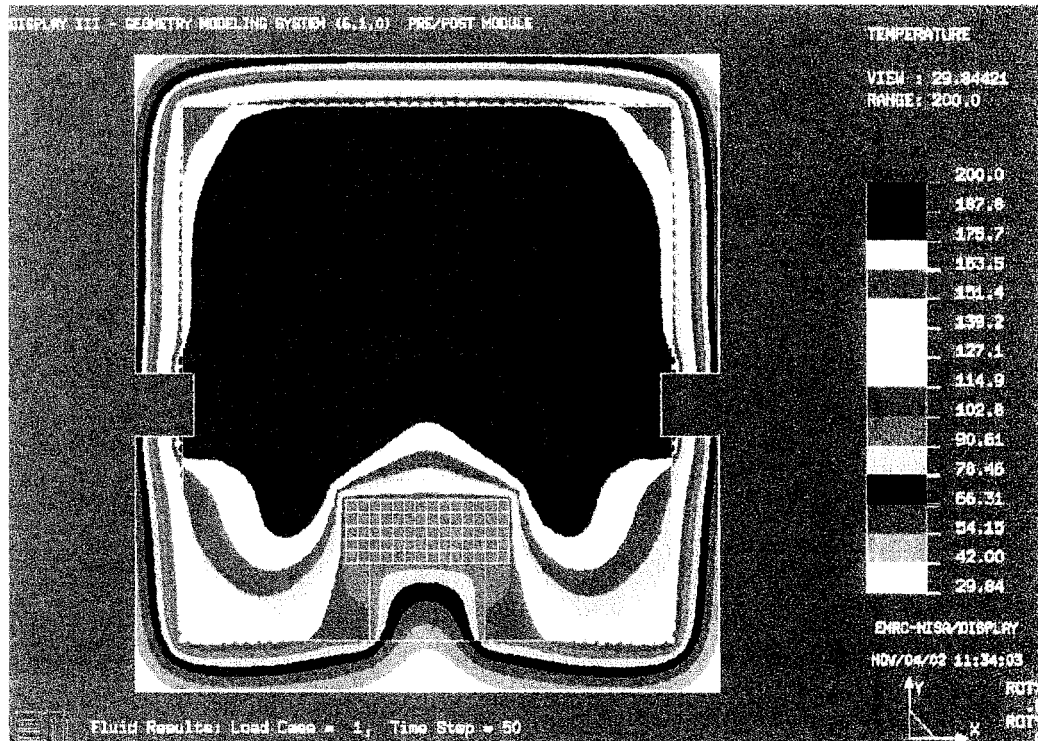
En effet, les figures suivantes montrent quelques étapes de la simulation faite à l'aide de NISA/3D-fluid pour les conditions $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $H = 10^3 \text{ W/m}^3$.



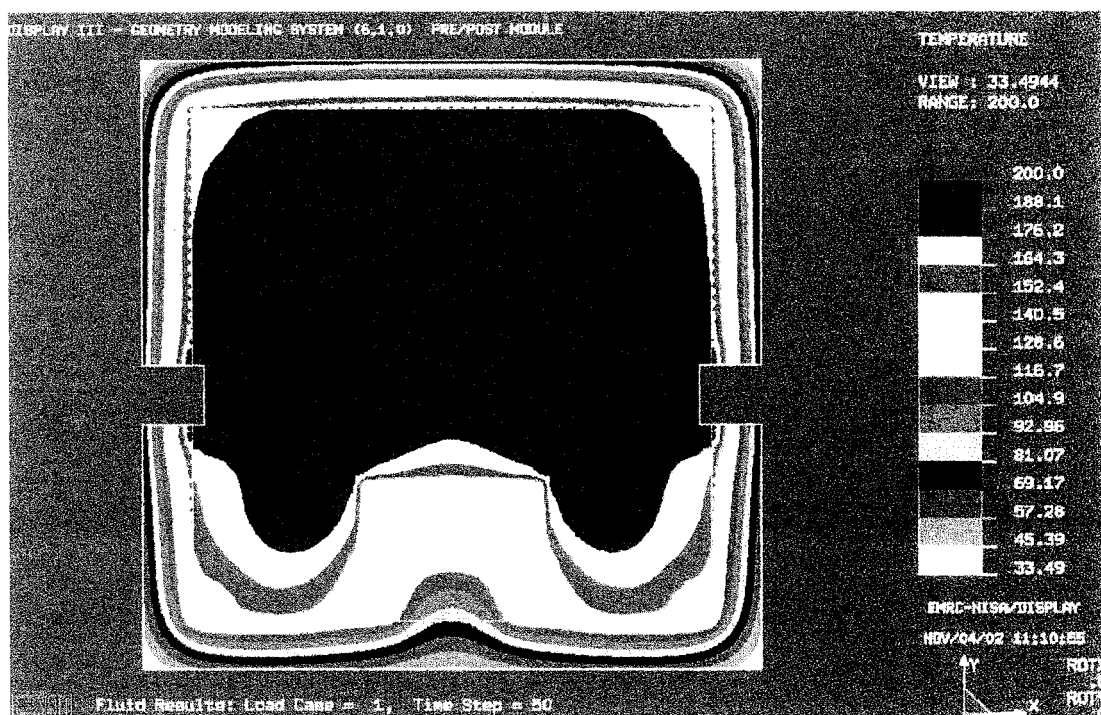
Début de chauffe de la charge

Figure VI-4 : Distribution de température en régime transitoire de la charge à l'intérieur du four au temps $z = 6$ minutes

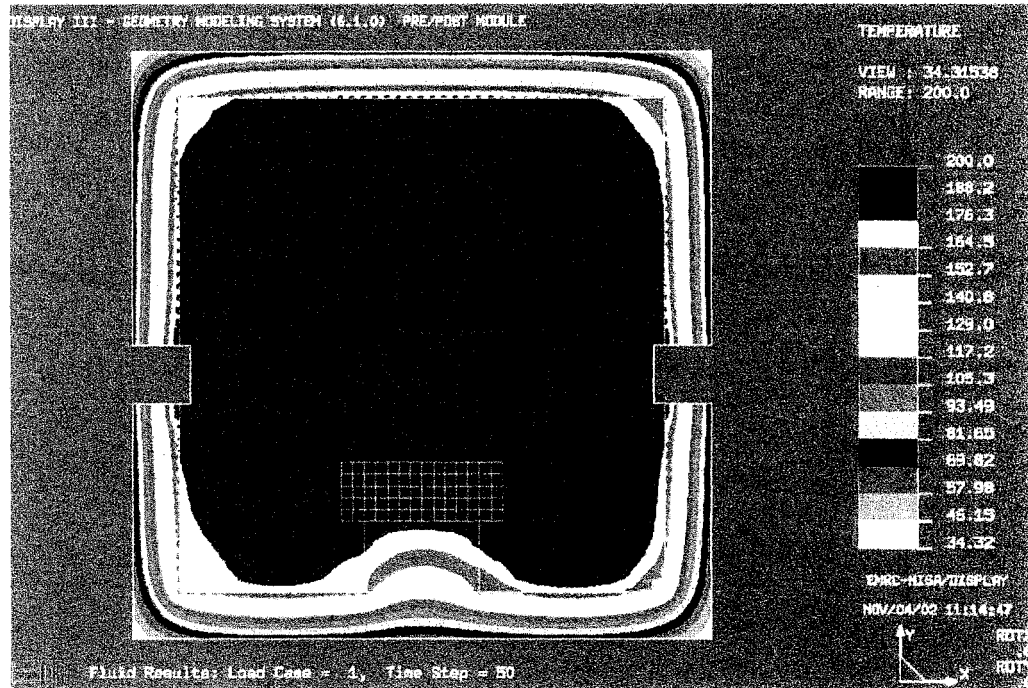
L'énergie absorbée par la charge, plus exactement par les surfaces réceptrices de la charge, est immédiatement répartie au sein de la charge, qui est portée à chaque instant à une température homogène.



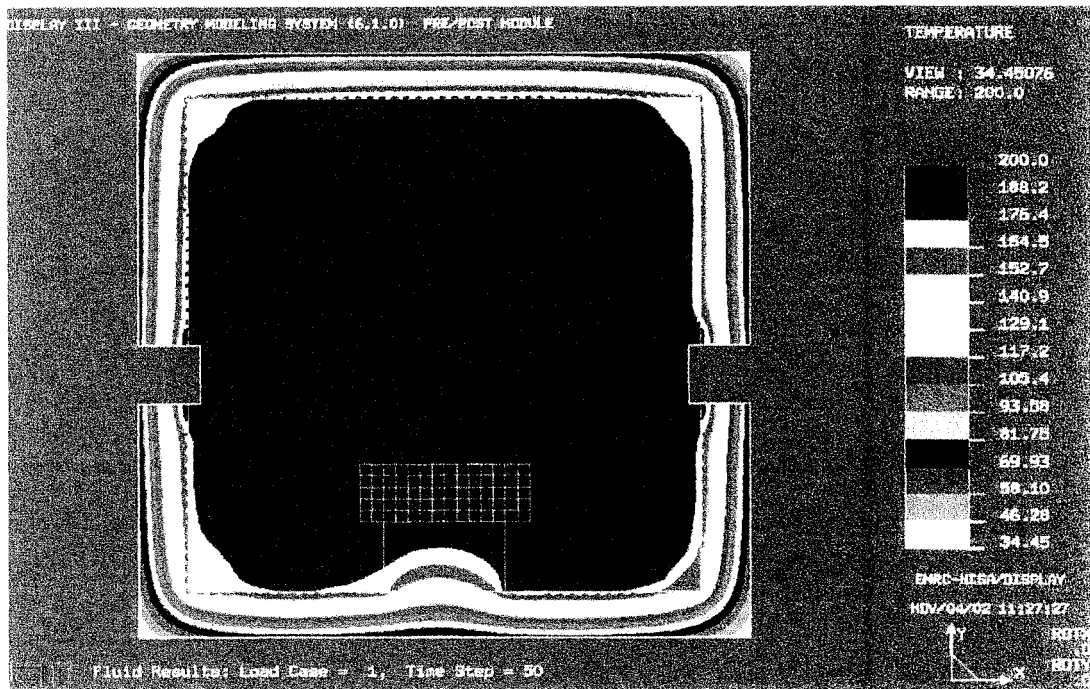
**Figure VI-5 : Distribution de température en régime transitoire de la charge
à l'intérieur du four au temps $z=12$ minutes**



**Figure VI-6 : Distribution de température en régime transitoire de la charge
à l'intérieur du four au temps $z=18$ minutes**



**Figure VI-7 : Distribution de température en régime transitoire de la charge
à l'intérieur du four au temps $z = 24$ minutes**



**Figure VI-8 : Distribution de température en régime transitoire de la charge
à l'intérieure du four au temps $z = 30$ minutes**

À la fin de la chauffe, on arrive à atteindre le régime permanent dans le four.

VI-3-2 Résultats de simulation en 3D

VI-3-2-1 L'écoulement de l'air :

La figure 6-9 montre l'écoulement de l'air à l'intérieur du four en régime permanent, les vitesses sont maximales au niveau des trous à travers lesquelles on injecte l'air chaud à l'aide des ventilateurs; les vitesses diminuent lorsqu'il sont en contact avec les

surfaces des charges (taches bleus). L'air se dirige par la suite vers la trappe qui sert à l'évacuation de l'air et à maintenir une pression raisonnable à l'intérieur du four. La figure 6-10 présente la distribution des vitesses suivant l'axe des x qui permet de mieux voir l'écoulement vers la trappe.

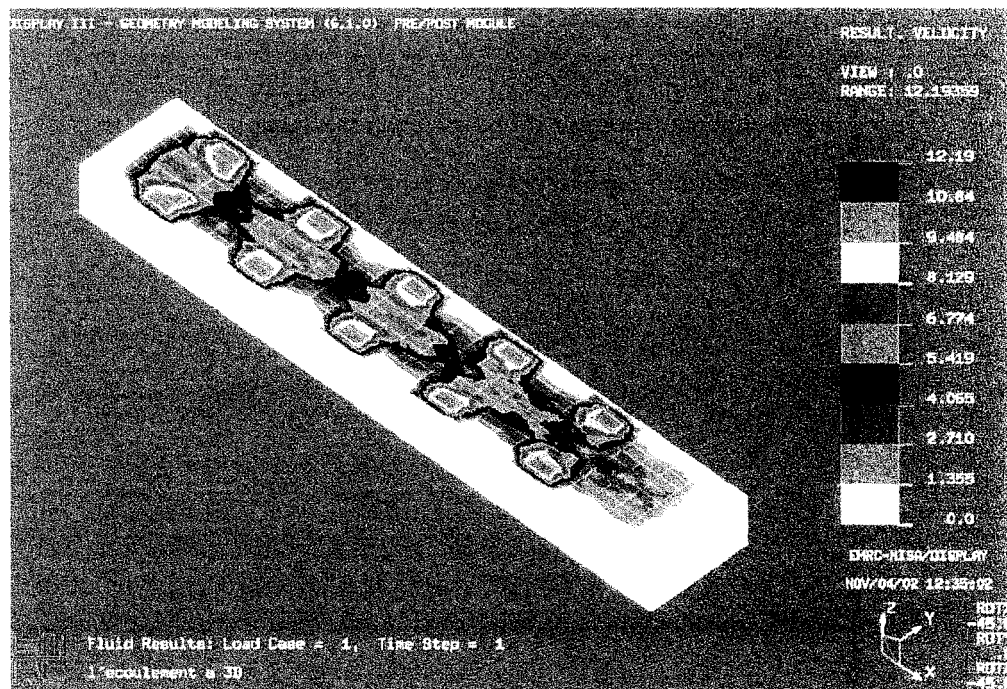


Figure VI-9: Distribution de la résultante des vitesses en régime permanent; coupe axiale suivant l'axe des Z

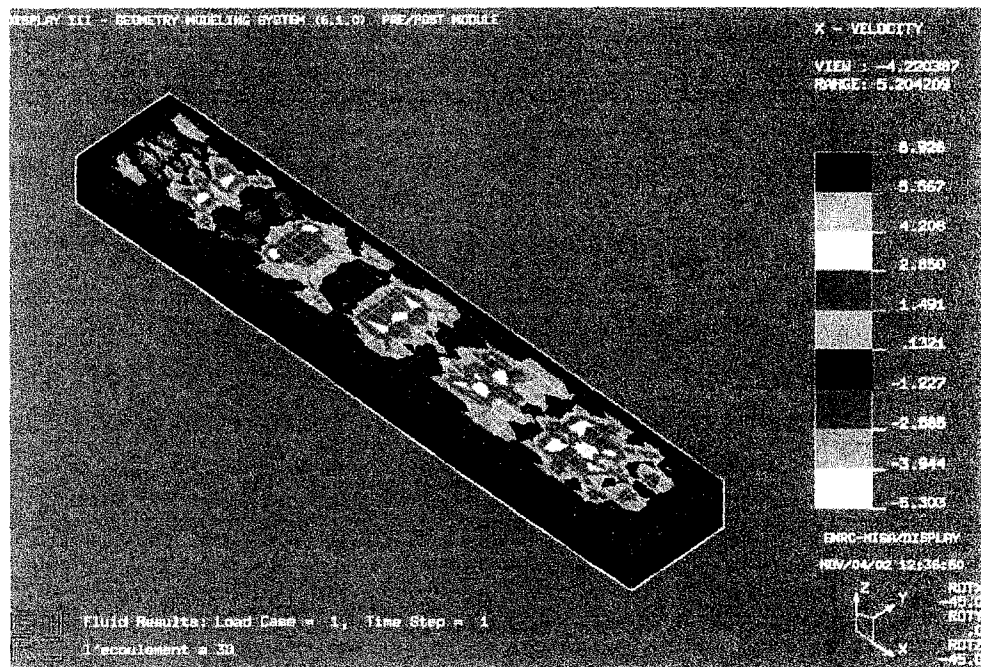


Figure VI-10: Distribution des vitesses suivant l'axe X en régime permanent; coupe axiale suivant l'axe des Z

VI-3-2-2 L'échauffement de la charge :

- Régime permanent :

Les simulations de la charge à l'intérieur du four en régime permanent donnent de très bons résultats avec un programme qui converge. Par contre, il serait difficile de visualiser l'échauffement de la charge, car à la fin de la chauffe, la charge et le four sont portés à la même température.

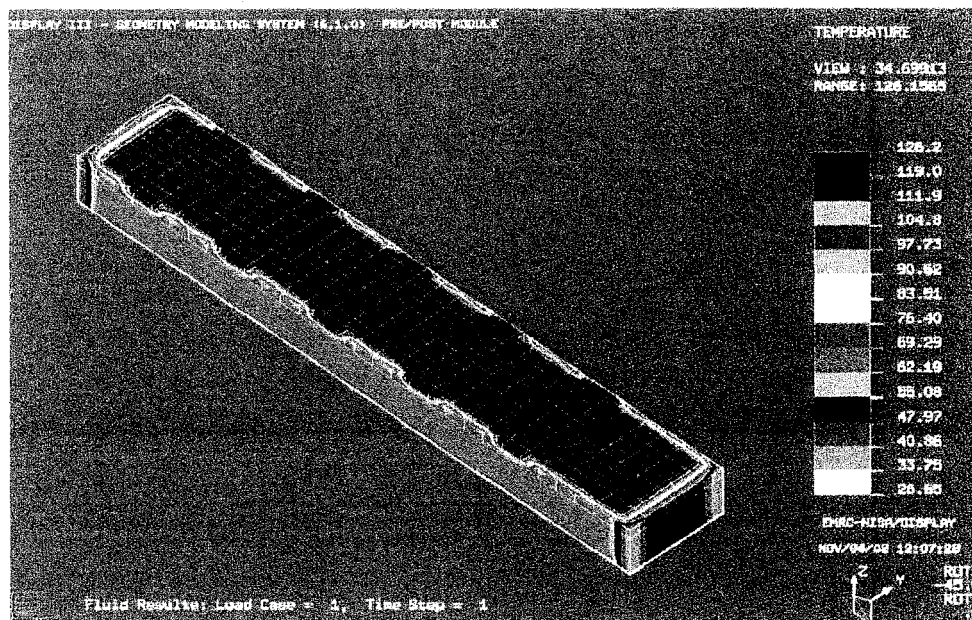


Figure VI-11: Distribution de la température en régime permanent du four et de la charge à 3D; coupe axiale suivant l'axe des Z

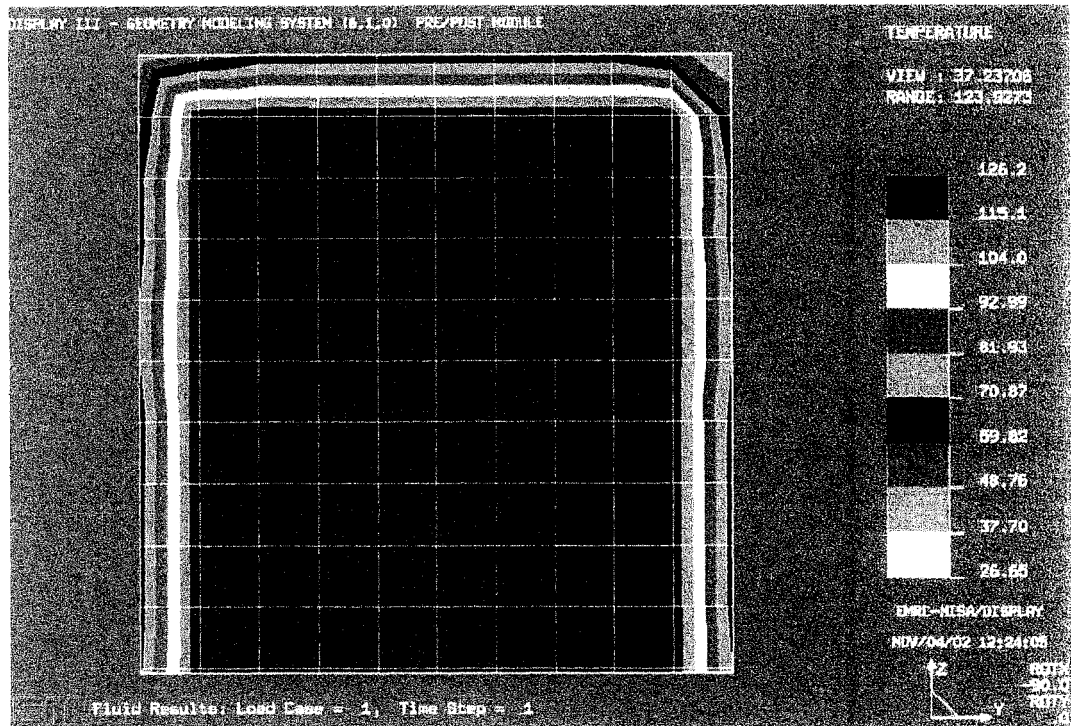


Figure VI-12: Distribution de la température en régime permanent du four et de la charge à 3D; coupe axiale suivant l'axe des X

Afin d'améliorer la productivité d'un four, on recherche souvent un raccourcissement du cycle de chauffe, donc du temps de montée en température. Penser à augmenter la puissance est un procédé peu intéressant, car pour une assez grande augmentation de puissance on aura une faible diminution de temps de montée. Augmenter le nombre de trous dans le four peut être une solution alternative. En effet, en augmentant le nombre de trous de 5 à 9 trous (voir figure 6-13) la température augmente considérablement

à l'intérieur du four ce qui permet de diminuer le temps du cycle thermique et par conséquent diminuer l'incidence des pertes sur la consommation de l'énergie.

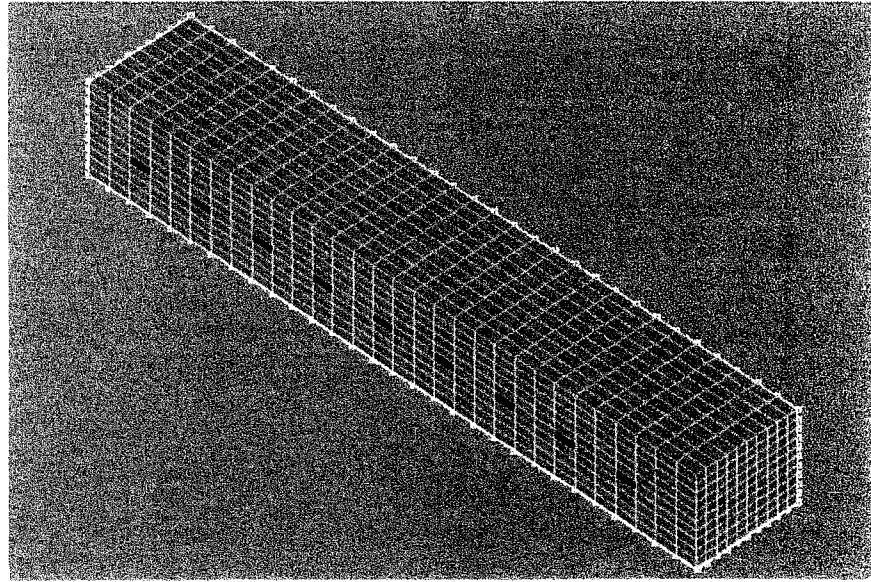


Figure VI-13: Géométrie et maillage d'une configuration différente du four ; 9 trous

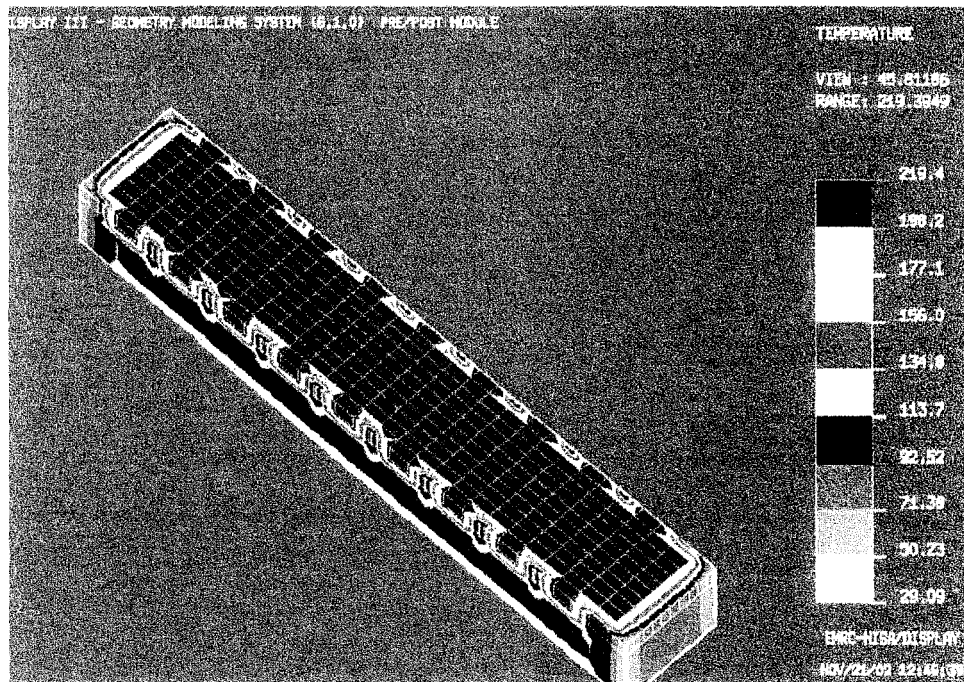


Figure VI-14: Distribution de la température en régime permanent de la deuxième configuration du four, coupe axiale suivant l'axe des Z

La figure 6-14 montre les résultats de simulation en 3D de la distribution de température dans la deuxième configuration du four (9 trous), en régime permanent. Pour $T_0 = 25\text{ °C}$ et $H = 0.5 \times 10^5\text{ W/m}^3$ la température maximale du four et de la charge est de $t_{\max} \approx 219\text{ °C}$.

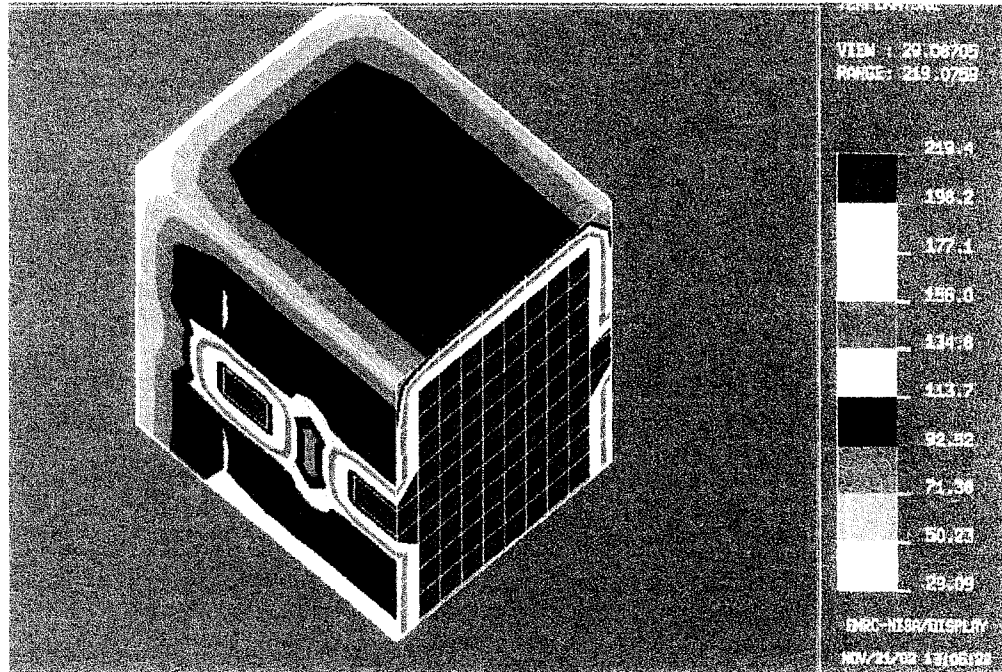


Figure VI-15: Distribution de la température en régime permanent de la deuxième configuration du four; coupe axiale suivant l'axe des X

- Régime transitoire :

Les simulations de la charge dans le four à 3D, en régime transitoire, sont plus complexes. Les programmes ne convergent pas, mais les résultats présentés ci-dessous ont été obtenus avec une erreur cumulative largement inférieure à 0.1%

Les figures 6-16, 6-17 présentent les distributions de température dans la charge au début du processus du chauffage à deux niveaux différents. La longueur du four total est de 3 m. Ainsi la figure 6-16 présente une coupe axiale des résultats de distribution de

température de la charge à un niveau de 0.6 m. Alors que la figure 6-17 présente les résultats à un niveau de 1.8 m.

On remarque que la charge placée à une distance de 1.8 m de l'entrée du four a tendance à chauffer plus rapidement que celle placée à une distance de 0.6 m. En effet la charge placée à 1.8 m, durant son déplacement sur le convoyeur, a été en contact avec un plus grand débit d'air chaud pour un temps plus long.

Ainsi, bien qu'à l'aide de NISA/3D-Fluid on simule des phénomènes stationnaires, ce résultat montre qu'il est possible de simuler des charges qui reposent sur un convoyeur en mouvement.

Échauffement de la charge

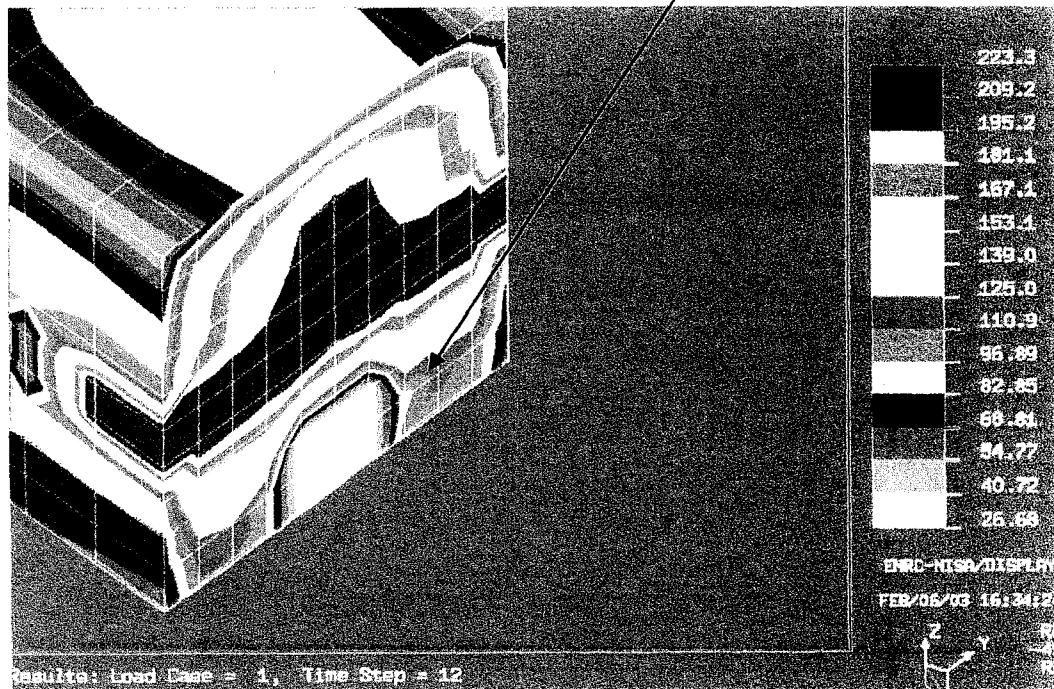


Figure VI-16: Distribution de la température du four et de la charge en régime transitoire à une distance de 0.6 m de l'entrée du four

Échauffement de la charge

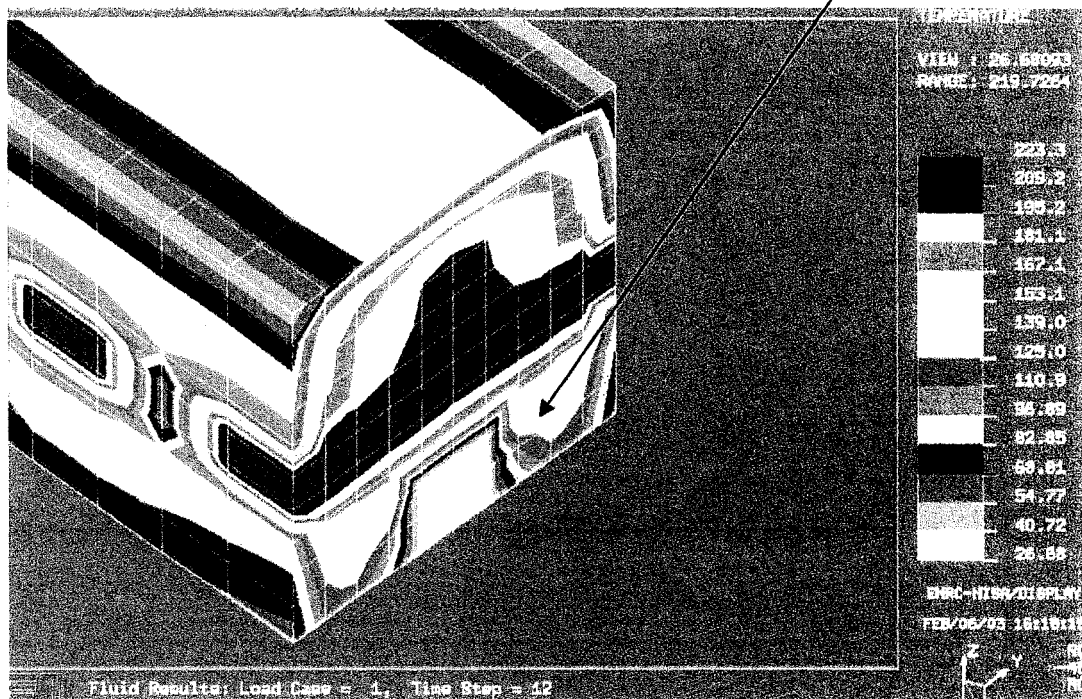


Figure VI-17: Distribution de la température du four et de la charge en régime transitoire à une distance de 1.8 m de l'entrée du four

Pour $T_0 = 25\text{ °C}$ et $H = 0.5 \times 10^5\text{ W/m}^3$, la température maximal du four et de la charge en régime transitoire est de $t_{\max} \approx 223\text{ °C}$.

CHAPITRE VII

Résumé de la base théorique

VII-1- Mécanique des fluides : principes de base

Le transfert de chaleur par convection forcée est intimement associé aux mécanismes de l'écoulement des fluides. En effet, l'efficacité de la transmission de la chaleur par convection dépend largement du mouvement du fluide. C'est pourquoi l'étude de la convection forcée est fondée sur la connaissance des caractéristiques de l'écoulement des fluides.

On appelle mécanique des fluides l'étude des phénomènes macroscopiques relatifs au mouvement des liquides et des gaz, ainsi que leur interaction avec des solides au contact desquels ils effectuent ces mouvements. Les principes de base de la physique sont les lois de conservation, à partir de ces lois, on peut déduire les équations aux dérivées partielles et les relations de discontinuité gouvernant les mouvements des milieux.

Les équations gouvernant le mouvement du fluide peuvent être tirées des principes suivant :

- conservation de masse
- conservation de la quantité du mouvement
- conservation d'énergie

VII-1-1 Les équations de conservation :

Les lois fondamentales de la physique s'expriment par les relations universelles entre les paramètres qui décrivent la cinématique des milieux (position, vitesse, accélération...) et d'autres paramètres décrivant les phénomènes exerçant une influence sur le comportement de ces milieux (forces, charges électriques....) . Ces relations sont appelées des lois de bilan ou encore des lois de conservation.

VII-1-1-1- Conservation de masse :

Considérons une partie D d'un milieu continu C que nous suivons dans son mouvement. Le milieu a une masse volumique ρ , la conservation de masse exprime le principe *fondamental de la cinétique* et se traduit par la relation [6], [7] :

$$\frac{d}{dt} \int \rho \, dv = 0 \quad 7-1$$

Si on considère que les grandeurs sont continues et continûment dérivables et, après quelques étapes de développement, on peut aboutir à une équation qui peut prendre la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0 \quad 7-2$$

Cette équation est appelée *équation de continuité* [6], [7].

VII-1-1-2- Conservation de quantité de mouvement :

L'équation de conservation de la quantité de mouvement traduit le principe fondamental de la dynamique :

Soit un système mécanique occupant un domaine C et soit D un sous domaine arbitraire de C que l'on suit dans son mouvement. Alors :

Principe fondamental : *Dans un repère galiléen, la dérivée particulière du torseur cinétique du domaine D est égale au torseur des efforts extérieurs appliqués à D.*

Les types d'efforts auxquelles est soumis C sont :

- i) volumiques supposés donnés par une densité volumique f.
- ii) surfaciques (les efforts de cohésion).

Le principe fondamental se traduit par les deux égalités vectorielles 7-3, 7-4, [7] :

$$\frac{d}{dt} \int_D \rho \mathbf{u} dV = \int_D \mathbf{f} dV + \int_{\partial D} \mathbf{T} d\sigma$$

$$\frac{d}{dt} \int_D \mathbf{OM} \wedge \rho \mathbf{u} dV = \int_D \mathbf{OM} \wedge \mathbf{f} dV + \int_{\partial D} \mathbf{OM} \wedge \mathbf{T} d\sigma$$

\wedge : Le produit vectoriel

T est la contrainte exercée dans le milieu au point M.

On suppose que T ne dépend que de n ceci implique l'existence d'un tenseur Σ , d'élément courant σ_{ij} tel que :

$$\mathbf{T} = \Sigma \mathbf{n}$$

$$T_i = \sigma_{ij} n_j$$

Σ est le tenseur des contraintes du milieu.

On considère u_i, f_i, T_i les composant des différents vecteurs dans un repère orthonormé d'après les équations (7-3), (7-4) on obtient l'égalité [7]:

$$\rho \gamma_i = \sigma_{ij,j} + f_i \quad 7-5$$

VII-1-1 -3- Conservation de l'énergie :

La troisième loi de conservation traduit le premier principe de la thermodynamique. La thermodynamique s'intéresse aux échanges de chaleur entre un milieu et le monde extérieur.

Postulat (premier principe de la thermodynamique): soit un système matériel occupant un domaine de l'espace C . Pour toute partie $D \subset C$ que l'on suit dans son mouvement, il existe une grandeur $E(D)$ définie à partir d'une densité massique $e(x, t)$ vérifiant l'égalité suivante [6],[7] :

$$\frac{d}{dt} \left(E + \int_D \rho \frac{|u|^2}{2} dV \right) = P + \overset{\circ}{Q} \quad 7-6$$

E est l'énergie interne du milieu, e est l'énergie interne massique. La quantité :

$$E = E + \int_D \rho \frac{|u|^2}{2} dV = \int_D \rho \left(e + \frac{|u|^2}{2} \right) dV \quad 7-7$$

est appelée énergie totale du système. Il s'agit de la somme de l'énergie interne et de l'énergie cinétique. Si on intègre l'égalité (7-6) entre deux instants t_0 et t_1 on obtient, compte tenu de la définition (7-7), l'égalité :

$$E_1 - E_0 = W + Q \quad 7-8$$

qui exprime que la somme de la chaleur et du travail reçus par le milieu entre deux instants t_0 et t_1 est égale à la variation de l'énergie totale du milieu entre ces deux instants.

Considérons les hypothèses suivantes : le taux de chaleur reçue à chaque instant par le milieu s'exprime d'une part à partir d'une densité volumique, r (C'est la chaleur reçue par rayonnement dans le milieu), et d'autre part à partir d'un flux de densité

surfacique, q (c'est la chaleur reçue par conduction dans le milieu). On peut exprimer \dot{Q} dans un domaine D arbitraire, avec la relation [7].

$$\dot{Q} = \int_D r dV - \int_{\partial D} q n d\sigma \quad 7-9$$

La puissance des efforts extérieurs à D s'écrit :

$$P = \int_D f u dV + \int_{\partial D} T u d\sigma \quad 7-10$$

On obtient après quelques calculs et simplifications :

$$\frac{d}{dt} \left\{ \rho \left(e + \frac{|u|^2}{2} \right) \right\} + \rho \left(e + \frac{|u|^2}{2} \right) \text{div } u = (\sigma_{ij} u_i)_{,j} - q_{,j} + f_i u_i + r \quad 7-11$$

Introduisons ensuite le tenseur des taux de déformation D , d'élément courant D_{ij} l'équation (7-11) peut se simplifier si l'on tient compte de l'équation de la quantité de mouvement. Après un petit calcul et en remarquant que du fait de la symétrie de Σ , on a $\sigma_{ij} u_{i,j} = \sigma_{ij} D_{ij} = \Sigma : D$ on obtient :

$$\rho \frac{de}{dt} = \Sigma : D - \text{div } q + r \quad 7-12$$

La relation (7-12) décompose la variation instantanée interne dans le milieu en deux parties : l'une, mécanique, n'est autre que la puissance des efforts intérieurs et l'autre, d'origine thermique, est la dissipation calorifique dans le milieu [7].

VII-1-2- Lois d'état usuelles et lois de comportement :

Lois d'état usuelles : Outre qu'elle décrivent thermodynamiquement les fluides, les lois d'état usuelles permettent de distinguer les gaz et les liquides.

Lois de comportement : Les équations de conservation relient des grandeurs associées à la description cinématique et à la description dynamique des mouvements des milieux continus quelconques. Parmi les grandeurs considérées figurent un problème de mécanique de fluide, des données et des inconnues.

L'objet des lois de comportement est de relier les grandeurs tensorielles aux autres grandeurs et de diminuer le nombre effectif d'inconnues.

Physiquement, les lois de comportement décrivent la manière dont les différents milieux réagissent aux sollicitations extérieures : elles décrivent par une certaine modélisation, la nature du matériau [7], [8].

VII-1-3- Les équations de Navier – Stokes :

L'ensemble des équations des lois de conservation des lois de comportements et des lois d'état, forme pour un fluide newtonien un système d'équation bien posé (le nombre d'équations scalaires est égale au nombre d'inconnues). Ces équations sont par exemple (7-2), (7-5), (7-12) où l'on pose $r=0$. On peut réduire ces équations on ne conservant que les inconnues principales. Ainsi, par exemple, on peut écrire l'équation de l'énergie (7-12) en variable enthalpie en écrivant $de = dh - d(p\tau)$ puis développer l'enthalpie en écrivant [7]:

$$dh = c_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp = c_p dT + \left[\tau - T \left(\frac{\partial \tau}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad 7-13$$

La seconde égalité de l'équation de Navier Stocks s'écrit sous la forme :

$$\rho \frac{de}{dt} = \rho c_p \frac{dT}{dt} + \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{dp}{dt} + \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad 7-14$$

En introduisant le coefficient de dilatation thermique isobare β l'équation de l'énergie prend alors la forme :

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \beta T \frac{dp}{dt} - \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \Sigma : D + k \Delta T \quad 7-15$$

Ajoutons à ceci les équations de conservation :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad 7-16$$

$$\rho \frac{du}{dt} + \text{grad } p = f + \text{grad} \left(\frac{1}{3} \mu \text{div } u \right) + \mu \Delta u \quad 7-17$$

Enfin l'équation traduisant l'incompressibilité ou, pour un fluide compressible la loi d'état :

$$\text{div } u = 0 \quad \text{ou} \quad p = p(\rho, T) \quad 7-18$$

On dispose, en définitive, d'un système de six équations scalaires pour les six inconnues scalaire U, p, ρ, T : le système peut donc former un système complet d'équations. On appelle ce système *les équations de Navier – Stokes* [7].

VII -2- La méthode des éléments finis :

VII-2-1- Le concept :

De très nombreux problèmes physiques en mécanique des fluides s'expriment sous forme d'équations aux dérivées partielles soumises à des conditions aux limites particulières. La méthode des éléments finis est une méthode de résolution approchée de ces équations aux dérivées partielles.

L'objectif de cette méthode est d'approximer les équations différentielles par un système algébrique d'équations en discrétisant le domaine d'écoulement en un certain nombre de sous-régions appelées les éléments. Dans chaque élément, la fonction qu'on veut déterminer est approximer par une simple fonction polynomiale, dont les coefficients sont obtenus à partir des valeurs nodales de la fonction associée à l'élément.

Les principales étapes d'une analyse par les éléments finis d'un problème typique comprennent :

- diviser le domaine à étudier en élément finis (le maillage).
- multiplier l'équation différentielle par une fonction inconnue (le poids) et appliquer la méthode d'intégration par partie et la théorie de Green gauss.
- formuler les équations sur chaque élément.
- assembler les éléments afin d'obtenir un système d'équation global du problème.
- imposer des conditions aux limites.
- solutionner le système d'équations.
- exploiter la solution pour calculer les grandeurs d'intérêts.

VII 2-2- La méthode de Galerkin :

Mathématiquement, à l'intérieur de chaque élément la vitesse, la pression, et la température peuvent s'écrire de la façon suivante :

$$\begin{aligned}u_i(x,t) &= \psi^T u_i(t) \\p(x,t) &= \varphi^T p(t) \\T(x,t) &= \theta^T T(t)\end{aligned}\tag{7-19}$$

Les inconnus u_i, p et T constituent les vecteurs colonnes des points nodales, tandis que ψ, φ et θ constituent les vecteurs colonnes des fonctions chapeaux (shape fonctions).

La substitution de ces relations dans les équations régissant l'écoulement du fluide nous amène à un système d'équation de la forme :

$$f(\psi, \varphi, \theta, u_i, p, T) = R\tag{7-20}$$

Où R est le résidu.

La méthode de Galerkin fait partie des méthodes des résidus pondérés, dans cette méthode on cherche à rendre le résidu le plus proche possible du zéro.

En effet, en considérant que R est les fonctions de pondérations doivent être orthogonales, l'intégrale dans l'expression (7-21) doit être nulle, or ceci n'est possible que si R est nulle.

$$\int_{\Omega_E} (f.w) d\Omega \equiv \int_{\Omega_E} (R.w) d\Omega = 0\tag{7-21}$$

Où Ω_E est le domaine d'élément [9].

L'exposition détaillée des méthodes numériques ne fait pas l'objet de ce mémoire. Nous avons présenté une brève description des méthodes adaptées au type de

problème qui nous concerne. Les équations décrites dans ce chapitre sont résolues par la méthode des éléments finis [10], [11], [12], [13] et la méthode de Galerkin.

VII-3- Condition aux limites

VII-3- 1- Simple problème de conduction

La solution analytique d'un problème de conduction en régime transitoire ou permanent s'exprime par une fonction t (représentant la température) de x , y , z et τ le temps qui devra satisfaire à l'équation différentielle propre du problème. Cette équation différentielle ne fait qu'exprimer comment les variations de températures se font dans l'espace et dans le temps mais, pour que le phénomène soit décrit complètement, il faut que la solution trouvée satisfasse aussi aux conditions limites (spatial et temporelle).

On distingue deux types de conditions aux limites [1] :

- Les conditions initiales : elles s'expriment, dans les régimes non permanent, la distribution spatiale des températures à un instant donné, le plus souvent pris comme origine des temps :

$$t(x, y, z, 0) = f_i(x, y, z) \text{ à } \tau = \tau_0 = 0 \quad 7-22$$

- Les conditions au limites spatiales : elles expriment comment, à partir de l'instant zéro, varient sur les frontières du corps étudié, la température ou sa dérivée, ou encore une combinaison des deux.

a) Condition de DIRICHLET ou de premier type :

La distribution de la température à la surface frontière considérée est donnée en fonction du temps et pour les points de la surface :

$$t(x, \tau) \Big|_{x=0} = t(0, \tau) = f_1(x, y, z, \tau) \quad 7-23$$

b) Condition de NEUMANN ou du deuxième type :

On impose la densité de flux à la surface, pour tous les points de la surface et en fonction du temps :

$$\frac{q}{A} = -k \frac{\partial t}{\partial x} = f_2(x, y, z, \tau) \quad 7-24$$

k est la conductivité thermique et les fonctions f_1, f_2 sont des fonctions quelconques [1] .

VII-3- 2- Problème de transfert de chaleur par écoulement du fluide :

Mathématiquement, les équations régissant les transferts de chaleur par écoulement du fluide, forment un ensemble d'équations elliptiques, équations de dérivées partielles de second ordre, le type des conditions aux frontières appropriées dans ce cas sont les conditions de Dirichlet ou de Neumann ceci se traduit par :

$$\begin{aligned} u_i &= \overline{u_i}(s, t) \\ \overline{T} &= \overline{T}(s, t) \\ q &= q_a(s, t) + q_c(s) + q_r(s) \end{aligned} \quad 7-25$$

q_a, q_c , et q_r sont respectivement le flux de chaleur appliqué, le flux de chaleur convective et le flux de chaleur radiative.

Dans un problème transitoire, pour un temps $t = t_0$ les conditions initiales sont données par [9] :

$$\begin{aligned}u_i &= \overline{u_i}(\overline{x}, t_0) \\ \overline{T} &= \overline{T}(\overline{x}, t_0) \\ q &= q_a(\overline{x}, t_0) + q_c(\overline{x}, t_0) + q_r(\overline{x}, t_0)\end{aligned}\tag{7-26}$$

Conditions aux frontières utilisées pendant les simulations :

Les simulations ont été faite à l'aide du logiciel Nisa-3D/Fluid version 6.1, Display III

Les conditions aux frontières utilisées pendant les simulations sont les suivants :

Température initial des parois et de la charge : 25 °C.

Les pertes au niveau de la surface du four se font par convection et par radiation tel que :

$$h = 9.8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ et } \varepsilon = 0.7$$

La vitesse de l'air égale à $V_{\text{air}} = 10 \text{ m/min}$.

La sole sur laquelle repose la charge a été considérée adiabatique.

Pendant les simulations, on a choisi de varier les valeurs du flux de chaleur injecté dans les trous, par conséquent, les valeurs de température maximales et minimales changent, les résultats de distributions de température ont pour but de donner une idée de ce qui se passe selon différentes conditions par exemple:

En 2D, pour une valeur de flux de chaleur, par unité de volume, égale à 10^6 W/m^3 on peut atteindre comme température maximale en régime permanent sans la charge $T_{\text{max}} = 780 \text{ } ^\circ\text{C}$. En 3D, pour une valeur de flux de chaleur, par unité de volume, égale à 10^5 W/m^3 on obtient comme température maximal en régime permanent avec la charge $T_{\text{max}} = 217 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Les autres conditions au limites et les conditions initiales ainsi que les propriétés des matériaux sont resté les mêmes pour toutes les simulations.

CHAPITRE VIII

Discussion et conclusion

VIII -1 Rappel des objectifs et bilan de travail :

L'objectif de ce travail de recherche était de réussir une modélisation d'un four électrique à convection forcée à partir d'un prototype industriel en utilisant une simulation numérique basée sur la méthode des éléments finis.

Le four en question est un four continu comportant plusieurs ventilateurs qui mettent l'air en mouvement perpendiculairement au sens de passage des pièces. Pendant les simulations en 2D, on a considéré la zone de chaque ventilateur individuel comme formant un four discontinu, le temps que met une pièce à traverser cette zone correspond au temps de traitement d'une charge dans un four discontinu. En 3D, on a modélisé plusieurs charges qui reposent sur une sole. Les résultats obtenus peuvent être exploités de deux façons :

- Cas d'enfournement de plusieurs charges à la fois, ou bien
- Cas d'une même charge qui circule sur un convoyeur

Dans les deux cas, les différentes sections du four ne sont plus considérées indépendantes, la température de la charge (ou des charges) est influencée par les zones préalablement traversées auparavant.

Cette modélisation avait pour but de :

1- Montrer comment se font les transferts de chaleur dans le four en étudiant l'échauffement des parois et l'échauffement de la charge

2- Déterminer les avantages et les inconvénients de la configuration du four. En effet la configuration du four présente plusieurs avantages et inconvénients, par exemple l'existence de plusieurs trous dans les deux côtés du four permet de faire traverser la charge par un débit maximal d'air et améliorer ainsi le coefficient d'échange. Par contre ceci cause une très grande turbulence pendant la circulation de l'air, ce qui rend les transferts de chaleur entre l'air et la charge assez compliqués et l'équilibre thermique difficiles à atteindre.

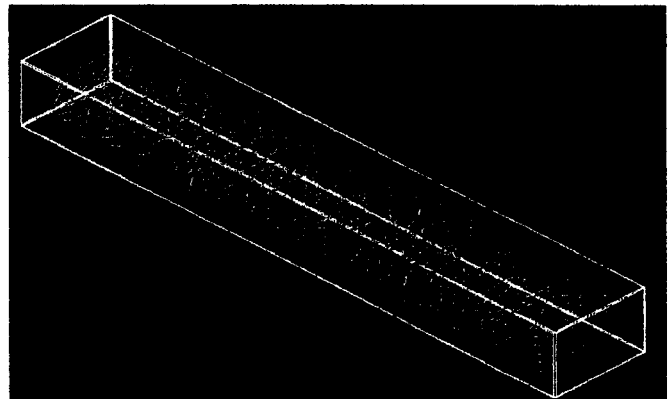
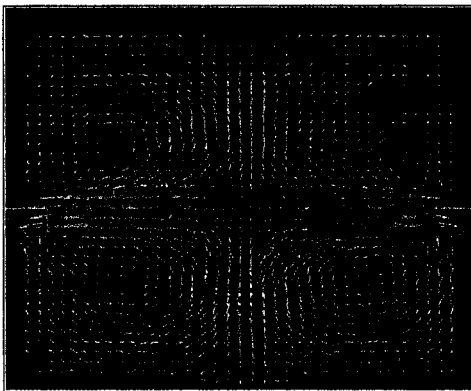


Figure VIII-1 : Circulation de l'air en 2D

Figure VIII-2 : Circulation de l'air en 3D

3- Suggérer des modifications afin d'améliorer le rendement du four :

Les modifications peuvent être au niveau de :

- La géométrie : afin de diminuer la turbulence pendant l'écoulement de l'air à l'intérieur du four, il est bon d'alterner la position des ventilateurs (si ceci ne présente pas des difficultés mécanique pour l'industrie) ainsi on facilitera les transferts d'énergie entre

l'air et la charge et on arrivera à obtenir une bonne uniformité de température dans cette dernière.

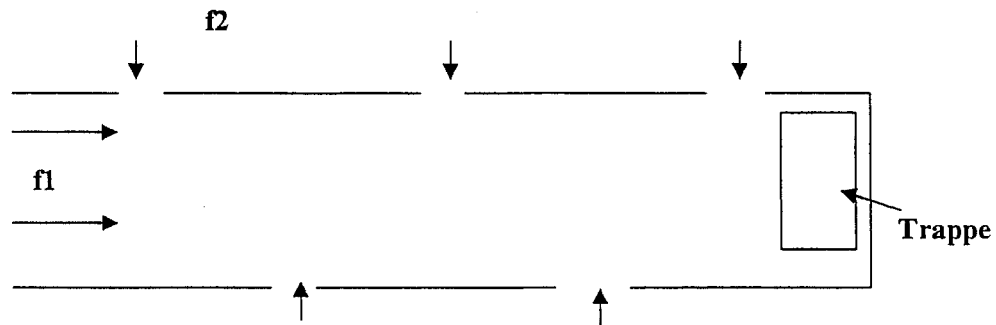


Figure VIII-3 : Schéma de la circulation de l'air; ventilateurs alternés

- Les conditions aux frontières : la puissance totale installée dans le four a été subdivisée entre les éléments chauffants de chaque ventilateurs d'une façon égale. La valeur du flux de chaleur injecté à l'aide de la fonction « Element Heat Generation » [9], était la même pour tous les trous.

Sachant que les échanges thermiques entre l'air et la charge sont plus importants durant le début du processus de chauffage et que la charge ne peut absorber plus qu'une quantité déterminé de la chaleur, la puissance totale du four peut être subdivisée de manière à ce que la première zone puisse avoir une puissance totale plus élevée que les autres zones. Ainsi la valeur du flux de chaleur injectée dans les trous constituant les premières zones sera plus élevé que celle des zones suivantes. C'est pourquoi les simulations ont été réalisées avec des valeurs du flux de chaleur différentes.

- Propriété des matériaux : injecter l'humidité dans l'air au lieu d'utiliser l'air sec pourrais augmenter le transfert de la chaleur entre la charge et le fluide.

Notre modèle numérique permet de faire varier facilement plusieurs autres critères du four. Citons à titre d'exemple : varier le courant d'air qui peut circuler dans le même sens ou en sens opposé au déplacement des pièces; augmenter le nombre des trous ou changer leurs dispositions; agir sur le coefficient de convection et de radiation ainsi que sur la température ambiante afin de contrôler les pertes d'énergie sur la surface du four. La conductivité, la capacité thermique, ou encore la densité peuvent aussi être modifiées facilement afin de trouver les matériaux qui répondent le plus aux exigences de l'application.

VIII-2 Validation du travail :

Ce travail était dans le cadre d'un projet de recherche entrepris en collaboration entre le Laboratoire d'électrothermie industrielle de l'UQTR et un partenaire industriel. Il consistait à modéliser un four électrique à convection forcée à partir d'un prototype industriel qu'on a examiné durant notre visite à la société en question. Le projet par la suite a été réorienté comme étant un projet académique. Cela concerne la modélisation numérique d'un four électrique dont la géométrie et les caractéristiques sont standards et qu'on peut trouver dans les ouvrages traitant les fours électriques industriels. Par conséquent, et pour des raisons de confidentialité, on n'a pas donné dans ce rapport une information précise sur les dimensions du four ou tout autre composant du four (résistance, ventilateur....). L'étude qui a été réalisée traite d'une façon générale les fours électriques

industriels à convection forcée, qui inclut l'étude des résistances électriques et les transferts de chaleur par écoulement du fluide.

Ceci explique la raison pour laquelle on n'a pas pu comparer les résultats obtenus pendant les simulations avec des mesures directes.

La validation consistait alors à la validation du logiciel de simulation et s'organisait en deux parties :

1. Tester la capacité du programme NISA de simuler les problèmes de transfert de chaleur : calculer analytiquement en intégrant la loi de fourrier la distribution de la température dans un solide. Retrouver par la suite le même résultat en faisant une modélisation numérique sur NISA/3D-Fluid [14].
2. Tester la capacité de NISA à reproduire un résultat trouvé dans un article scientifique. Ce résultat d'écoulement de fluide a été simulé à l'aide d'un logiciel différent et selon l'article, le résultat des distributions des vitesses était en accord avec l'expérience qu'ils ont faite.

Ainsi, en vérifiant les deux points précédents, on peut conclure que le logiciel de simulation utilisé dans ce mémoire de maîtrise pour simuler le transfert de chaleur par écoulement du fluide est capable de produire des résultats qui reflètent fidèlement le comportement réel des phénomènes étudiés. Ceci a été accompli et avec succès.

Le logiciel NISA (Numerically Integrated Elements for Systeme Analysis) qui a été développé par EMRC (Engineering Mechanics Research Corporation), fondée en 1973, est un logiciel reconnu pour ses capacités d'analyse des problèmes de transfert de chaleur. En dynamique des fluides ou il y a un degré de complexité supplémentaire, la technologie

étant plus récente. En effet, la première version du programme d'analyse pour les problèmes d'écoulement des fluides a été développée en 1978, et grâce à la progression des performances des moyens informatiques, le logiciel a beaucoup évolué.

Aujourd'hui, NISA/3D-FLUID est considéré comme l'un des grands logiciels qui s'est imposé dans le domaine d'étude des transferts de chaleur associé à la dynamique des fluides. Il est muni d'une interface graphique Display pour le pré et post traitement pour la création et modification de la géométrie et des matériaux constituant le modèle ainsi que pour la visualisation des résultats.

Les capacités de NISA/3D-FLUID inclus :

- La résolutions des problèmes d'écoulements 2D et 3D laminaires et turbulents, pour les fluides newtoniens et non newtoniens en régime permanent et transitoire avec différents types de conditions aux limites tels que Newman (BCGVAR) et Dirichlet (BCDVAR). En cas de convection libre, forcée ou mixte.
- L'analyse des fluides incompressibles avec la résolution des équations complètes de Navier Stocks, de continuité et de conservation en utilisant la méthode des éléments finis.
- Le modèle K-E est disponible pour traiter la turbulence en plus de la méthode de stabilisation UPWIND pour les nombres de Reynolds élevés.
- L'étude des interactions Fluide/Solide pour les écoulements fluidiques et thermiques est aussi possible pour le type d'analyse FLUHT (FLUID + HEAT).

- Possibilité de varier les caractéristiques des fluides (et des solides) avec la température, soit sous forme d'une courbe point par point, soit sous forme d'un polynôme.
- Les analyses stationnaires et transitoires sont effectuées avec des paramètres de relaxation ou des différents pas de temps (Time Step).
- Possibilité du choix parmi un solveur direct (Frontal) ou itératif.
- Le calcul des lignes de courant et de vorticité est possible pour l'exploitation des résultats, ainsi que les profils de température et la distribution de pression.

Les données pertinentes au type d'analyse FLUID doivent être définies dans le groupe de données FLCNTL.

NISA/3D-FLUID dispose d'une documentation technique riche, détaillée et claire, en plus d'une facilité et un confort d'utilisation.

Plusieurs travaux de recherche à l'UQTR ont été réalisés à l'aide du logiciel NISA [15], [16], [17].

VIII-3 Conclusion

Le travail de recherche effectué dans le cadre de ce mémoire, a concerné la modélisation numérique de transfert de chaleur par écoulement du fluide en régime permanent et en régime transitoire en 2D et en 3D. Durant cette modélisation, on a rencontré de nombreuses difficultés :

- dans ce travail nous avons eu à modéliser l'écoulement de la chaleur dans un système non-stationnaire dont les températures en différents points varient avec le temps, cette variation de température indique une variation de l'énergie interne et,

par conséquent, une accumulation de l'énergie dans différentes parties constituant le four (problème rencontré au niveau des parois).

- le régime d'écoulement associé à la circulation de l'air dans l'enceinte du four est turbulent; donc il était difficile d'obtenir une bonne uniformité de température et d'atteindre l'équilibre thermique dans la charge.
- la géométrie du four est assez complexe : isolant constitué de plusieurs couches, charge circulant sur un convoyeur, etc... ce qui rend le modèle numérique plus lourd et difficile à résoudre.
- Le problème est non-linéaire. En 3D, en régime transitoire, la modélisation du four avec la charge a été particulièrement difficile à réaliser; plus en s'avance dans les « time step », afin d'atteindre le régime permanent, plus on a une erreur cumulative plus grande (supérieur à 10^{-3}), on n'a pas pu visualiser les distributions de température dans la charge vers la fin du processus du chauffage en régime transitoire.

Une difficulté supplémentaire provient du fait que les simulations ont été réalisées à l'aide du logiciel Nisa-3D/Fluid version 6.1, module Display III. Avec cette version, sous le type d'analyse FLUHT, nous n'étions pas en mesure d'utiliser plusieurs fonctions capables d'aider à résoudre quelques problèmes qu'on a rencontrés pendant les simulations en régime transitoire. Citons à titre d'exemple la fonction MASS LUMPED pour le contrôle des variations de température en régime transitoire, SEGREGATED technique de résolution pour les problèmes d'écoulement des fluides. En plus, d'autre complications rencontrées en 3D durant le raffinement du maillage dans les régions, ou on a plus de

problème d'accumulation de l'énergie. Dans la plupart des cas, le programme s'arrête en indiquant une erreur ou que l'espace mémoire est insuffisant.

La version actuelle de NISA, version 11.0, avec le module Display IV est beaucoup plus puissante et permet de résoudre différents types de problèmes assez complexes.

On a pu surmonter ces difficultés en adoptant les démarches suivantes :

- simplifier la géométrie du four : considérer que l'isolant est constitué d'un seul matériel (ce qui a grandement simplifié la génération de la géométrie du four en 3D).
- calculer la valeur du flux de chaleur appliqué dans les trous à l'aide de la fonction ELEMENT HEAT GENERATION , en tenant compte des caractéristiques des éléments chauffants (puissance dissipée dans les résistances, densité surfacique) , séparément, au lieu de modéliser les éléments chauffants avec le four .
- adopter des hypothèses appropriées et des solutions approchées au niveau des conditions aux limites et des propriétés des matériaux : (calculer la valeur de la conductivité thermique en fonction de la température suivant une fonction déterminée, ce qui a résolu en partie le problème de l'homogénéisation des températures au niveau des isolants); négliger les modes de transmission de chaleur les moins importants et ne considérer que celui qui domine quantitativement (convection forcée), ce qui est particulièrement important dans les études industrielles .

Nous souhaitons, en guise de conclusion, mentionner que ce sujet de recherche était particulièrement riche, les travaux réalisés dans le cadre de ce mémoire nous ont amené à aborder un certain nombre d'aspects de la physique : électrique, thermique, mécanique des fluides, thermodynamique en plus de la conception des four électriques industriels.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] André, B., De Vriendt. La transmission de la chaleur. Boucherville, Québec : G. Morin, 1989.
- [2] Incropera., Frank,P., Dewitt., David, P. Fundamental of heat and mass transfer. New York : John Wiley, 2000
- [3] Kay., John Menzies. Introduction à la mécanique du fluide et la transmission de chaleur Paris: Dunod, 1964.
- [4] Bost, M. Les fours industriels à résistances électriques. Electra, 1989.
- [5] Orfeuill, M. Électrothermie industrielle. Paris : Dunod, 1981.
- [6] Bouttes, J. Mécanique des fluides. Paris : Dunod, 1964
- [7] Bois., Pierre-Antoine. Introduction à la mécanique théorique des fluides. Paris : Ellipses, c2000.
- [8] Kreith., Frank. Transmission de la chaleur et thermodynamique. Paris : Masson, 1967.
- [9] Engineering mechanics research corporation (EMRC). NISA/3D-Fluid User's Manual. EMRC, Michigan, Troy, 1994.
- [10] Gallagher., Hugo, R. Introduction aux éléments finis. Paris : Pluralis, 1976.

- [11] O, C, Zienkiewicz., R,L, Taylor. The finite element method. London: Butterworth-Heinemann; New York: J. Wiley, (5th ed.) 2000.
- [12] J, N, Reddy., D,K, Gartling. The finite element method in heat transfer and fluid dynamics. Boca Raton, Flor. : CRC Press, c1994.
- [13] Huebner., Kenneth, H. The finite element method for engineers . New York : J. Wiley, 2001.
- [14] A,Lakhsasi. Modélisation en éléments finis à 3-D d'une demi-sphère en acier inoxydable à revêtement variable de carbure de titane. Trois-Rivières : Université du Québec à Trois-Rivières, 1990.
- [15] Fèrid, Bélaïd. Étude théorique et expérimentale des phénomènes thermiques dans un convertisseur électronique de puissance. Trois-Rivières : Université du Québec à Trois-Rivières, 1990.
- [16] A,Lakhsasi., G, Le Clair., A, Skorek., R,Z St-Jacques. Mesure indirecte de la Distribution de la Température et du Flux de puissance en utilisant la méthode des éléments finis. Revus canadienne de génies électrique et informatique (Vol 18), janv 1993, pp. 17-20.
- [17] A, Lakhsasi . Conceptions assistée par ordinateur en électrothermie industrielle. Notes de cours (partie I), 1996.